



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학박사 학위논문

유체-구조-음향 연성 해석을 이용한 왕복동
압축기의 유동 기인 소음의 생성 및 전파에
대한 연구

Flow-induced Noise Generation and Propagation of
Reciprocating Compressor using Fluid-Structure-Acoustic
Interaction

2020년 2월

서울대학교 대학원
기계항공공학부
장 석 중

유체-구조-음향 연성 해석을 이용한 왕복동 압축기의 유동 기인 소음의 생성 및 전파에 대한 연구

Flow-induced Noise Generation and Propagation of
Reciprocating Compressor using Fluid-Structure-Acoustic
Interaction

지도교수 이 수 갑

이 논문을 공학박사 학위논문으로 제출함

2019 년 10 월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

장 석 종

장석종의 공학박사 학위논문을 인준함

2019 년 12 월

위원장 : 申 尙 竣 
부위원장 : 李 松 甲 
위원 : 李 鎭 中 
위원 : 金 湘 鎬 
위원 : 孔 炳 鶴 

유체-구조-음향 연성 해석을 이용한 왕복동 압축기의 유동 기인 소음의 생성 및 전파에 대한 연구

장 석 중

기계항공공학부

서울대학교 대학원

초 록

사회적 생활 수준 및 삶의 질의 향상과 더불어 여러 가지의 가전기기 (Home Appliance)들이 복잡화 되고 그 종류도 늘어나고 있다. 또한 가전기기는 가정의 생활 공간 내에 설치된다는 점에서 소비자들은 각 가전기기 구매에 있어 제품이 가진 성능뿐 아니라 품질 요소 중 하나인 ‘저소음’도 필수 요소로 고려하고 있다. 그 중 냉동사이클을 이용하는 가전기기에 필수로 사용되는 압축기는 가전기기의 주요 소음원으로, 저소음 가전기기의 개발에 있어 압축기의 저소음화는 중요한 과제이다.

왕복동 압축기는 개발된지 오래되었지만 현재까지도 많은 가전기기에 적용되고 있다. 왕복동 압축기에서 발생하는 소음은 압축기 거동 중 발생하는 냉매와 압축기 구조 간의 상호작용으로 인해 복잡한 소음 특성을 갖는다. 때문에 현재에도 실험에 의존하여 소음원 분석 및 저감 연구가 진행되고 있고, 복잡한 소음 특성으로 소음원 분석이 제한적이고 구체화 되지 않는 한계가 있다. 최근에는 해석 능력의 발전으로 다학제간 연성 해석이 활발하게

진행이 되고 있으나, 흡입 머플러의 성능 또는 밸브의 거동 모사 등 개별 부품에 대한 연구를 중심으로 진행되고 있고, 압축기 소음 생성 및 전파와 관련된 연구는 미진한 상태이다.

본 연구에서는 왕복동 압축기에서 발생하는 주요 소음인 유동에 의한 압력 맥동 소음에 대해 소음의 생성 및 전파에 대해 수치적으로 예측하였다. 왕복동 압축기 내부 구조물 및 압축기 내부 전체 유동 영역을 고려한 유체-구조 연성(Fluid-Structure Interaction)해석을 통해 유동 기인 소음의 생성을 모사하고, 왕복동 압축기 셸 구조를 고려한 외부 방사를 구조-음향 연성(Structure-Acoustic Interaction)해석을 통해 압축기에서 발생하는 유동 기인 소음의 전파를 예측했다. 예측된 압력 맥동에 의한 소음은 흡입 맥동에 의한 압축기 셸의 거동으로 방사 되는 것을 확인했으며, 실험 결과와 검증하여 정확도 높은 예측 결과를 확인하였다. 이로써 기존까지 실험에 의존한 왕복동 압축기의 방사 소음 연구에 대해 수치적으로 접근 할 수 있음을 확인하였고, 후속 연구를 통해 충격에 의한 구조 소음을 반영한다면 왕복동 압축기의 전체적인 소음에 대해 예측할 수 있을 것이며, 종류를 확장한다면 압축기 종류에 따른 소음 예측에도 적용할 수 있을 것으로 기대된다.

주요어: 왕복동 압축기, 유동 기인 소음, 유체-구조 연성 해석, 구조-음향 연성 해석

학번: 2014-30360

목차

국문초록	i
목차	iii
그림목차	vi
표목차	ix
1 서론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 선행 연구	7
1.2.1 유체-구조 연성 관련	7
1.2.2 소음 관련	12
1.3 연구 목적 및 개요	14
2 이론 검토	15
2.1 왕복동 압축기	15
2.1.1 왕복동 압축기 구조 및 특징	15
2.1.2 왕복동 압축기 이론 선도	20
2.2 머플러 성능 평가 기준	23
2.2.1 삽입 손실 (Insertion Loss, IL)	23
2.2.2 투과 손실 (Transmission Loss, TL)	24
2.2.3 소음 저감 (Noise Reduction, NR)	25
2.2.4 머플러 성능 평가 기준 비교	26

3	수치해석 기법	27
3.1	지배 방정식	28
3.1.1	유체-구조 연성 지배 방정식	28
3.1.2	구조-음향 연성 지배 방정식	32
3.2	수치 기법	34
3.2.1	가변 격자 모델 (Mesh deformation model)	34
3.2.2	간격 제어 (Gap control)	37
3.2.3	소스 매핑 (Source mapping)	40
4	왕복동 압축기 내부 거동 예측	41
4.1	검증용 내부 거동 측정 결과	41
4.2	해석 형상 및 물성치 정보	43
4.3	수치 해석 조건	45
4.3.1	해석 방법	45
4.3.2	초기/경계 조건 및 그리드 시스템	46
4.4	내부 거동 해석 결과	50
5	왕복동 압축기 소음 방사 예측	70
5.1	검증용 소음 측정 결과	70
5.2	해석 형상 및 물성치 정보	77
5.3	수치 해석 조건	79
5.3.1	해석 방법	79
5.3.2	초기/경계 조건 및 그리드 시스템	79
5.4	외부 방사 예측 결과	81
5.5	종합 결론 및 소음 저감 방안 제언	84

6	결론	95
6.1	요약 및 결론	95
6.2	연구의 의의	96
6.3	연구의 한계 및 후속 연구 방향	97
	참고문헌	99
	Abstract	106

그림목차

- Figure 1.1. 압축기 분류 [10]
- Figure 1.2. 압축기 종류에 따른 적용 분야 [11]
- Figure 1.3. 왕복동 압축기 소음 전달 경로 [LG전자]
- Figure 1.4. 왕복동 압축기 해석 모델(왼쪽:유체 영역, 오른쪽: 구조 영역) [12]
- Figure 1.5. 왕복동 압축기 거동에 따른 밸브 모션 [12]
- Figure 1.6. 왕복동 압축기 해석 모델(왼쪽:유체 영역, 오른쪽: 구조 모델) [13]
- Figure 1.7. 다기통 왕복동 압축기 해석 모델 [14]
- Figure 1.8. 왕복동 압축기 압력 선도 (왼쪽:압축 실린더 압력, 오른쪽:밸브 거동) [14]
- Figure 2.1. 왕복동 압축기 구조 [LG전자]
- Figure 2.2. 왕복동 압축기 밸브 구조 [LG전자]
- Figure 2.3. 왕복동 압축기 거동 메커니즘
- Figure 2.4. 저압식, 고압식 압축기 (왼쪽:저압식 압축기(왕복동 압축기), 오른쪽:고압식압축기(회전 압축기))
- Figure 2.5. 왕복동 압축기 크랭크-피스톤 시스템
- Figure 2.6. 왕복동 압축기의 이론 선도
- Figure 3.1. 유체-구조 연성 해석 알고리즘
- Figure 3.2. 격자 강성에 따른 가변 격자 모델 비교
- Figure 3.3. 간격 경계 조건 (왼쪽:해석 영역, 오른쪽:간격 경계 조건 표면)
- Figure 3.4. 간격 경계 조건 검증 (왼쪽:간격 닫힘, 오른쪽:간격 열림)
- Figure 3.5. 오일 물성치 적용 범위
- Figure 4.1. 내부 거동 측정을 위한 센서 취부 [LG전자]

Figure 4.2. 왕복동 압축기 내부 거동 측정 결과(위쪽:이론 선도, 아래쪽:측정 결과)
[LG전자]

Figure 4.3. 내부 거동 해석 형상 (왼쪽:유체 영역, 오른쪽:구조 영역)

Figure 4.4. 압축기 내부 격자 (전체 영역)

Figure 4.5. 압축기 내부 격자 (내부 캐비티 제외 영역)

Figure 4.6. 압축기 내부 격자 (압축 실린더 영역)

Figure 4.7. 압축기 구조 해석 격자(밸브)

Figure 4.8. 압축기 구조 해석 격자(밸브 바닥, 밸브 윗면)

Figure 4.9. 압축 실린더 압력 선도(위쪽: 3주기, 아래쪽: 1주기)

Figure 4.10. 흡입 밸브, 토출 밸브 거동 결과 (위쪽: 3주기, 아래쪽: 1주기)

Figure 4.11. 압축 실린더 속도 벡터 (첫번째 열림 구간)

Figure 4.12. 압축 실린더 속도 벡터 (두번째 열림 구간)

Figure 4.13. 압축 실린더 속도 벡터 (세번째 열림 구간)

Figure 4.14. 압축 실린더 속도 벡터 (네번째 열림 구간)

Figure 4.15. 토출부 속도 벡터 (토출 밸브 열림 구간)

Figure 4.16. 흡입 머플러 입/출구 위치

Figure 4.17. 흡입 머플러 입/출구에서의 소음 스펙트럼(FFT)

Figure 4.18. 흡입 머플러의 소음 저감(Noise reduction)

Figure 4.19. 흡입 머플러의 음향 공명 모드 (1st 모드에서 3rd 모드까지)

Figure 4.20. 흡입 머플러의 음향 공명 모드 (4th 모드에서 6th 모드까지)

Figure 4.21. 왕복동 압축기 셀에 미치는 압력의 POD분석

Figure 4.22. 왕복동 압축기 셀에 미치는 압력의 POD모드 별 에너지 분포

Figure 5.1. 왕복동 압축기 측정 시료(왼쪽:내부 거동 측정 시료, 오른쪽:외부 방사
소음 측정 시료) [LG전자]

Figure 5.2. 왕복동 압축기 내부 거동 측정/외부 소음 측정 방법 [LG전자]

Figure 5.3. 셀 진동 측정 결과 (왼쪽:FFT, 위쪽:밸브 거동, 가운데:STFT, 아래쪽:진동 신호) [LG전자]

Figure 5.4. 압축기 셀 구조 모드 (위쪽:FE 분석, 아래쪽:측정)

Figure 5.5. 소음 측정 결과 (왼쪽:FFT, 위쪽:밸브 거동, 가운데:STFT, 아래쪽:압력 신호) [LG전자]

Figure 5.6. 압축기 내부 캐비티 음향 모드 (FE 분석, 측정)

Figure 5.7. 왕복동 압축기 소음 스펙트럼 [LG전자]

Figure 5.8. 외부 방사 해석 형상 (위쪽:전체 영역, 아래쪽:구조 영역(셀))

Figure 5.9. 외부 방사 해석 격자 (위쪽:전체 영역, 아래쪽:구조 영역(셀))

Figure 5.10. 거동 과정에 따른 셀의 거동 (scale=1.6e8)

Figure 5.11. 방향에 따른 셀 거동

Figure 5.12. 소음 방사 패턴 확인을 위한 xy, yz, zx단면도

Figure 5.13. 시간에 따른 왕복동 압축기 소음 전파 (xy 단면)

Figure 5.14. 시간에 따른 왕복동 압축기 소음 전파 (yz 단면)

Figure 5.15. 시간에 따른 왕복동 압축기 소음 전파 (zx 단면)

Figure 5.16. 소음원에 따른 소음 전파 개형 (왼쪽부터 단극자, 쌍극자, 사중극자)

Figure 5.17. 왕복동 압축기 방사 소음 수음점

Figure 5.18. 예측된 소음 신호

Figure 5.19. 소음 신호의 FFT 분석 (위쪽:전체 영역, 아래쪽:가청 레벨 영역 (>0dB))

표목차

Table 2.1 왕복동 압축기의 특징 및 장단점

Table 4.1 R600a 물성치

Table 4.2 흡입/토출 밸브 물성치

Table 5.1 압축기 셀/공기 물성치

1. 서론

1.1 연구 배경

사회적 생활 수준 및 삶의 질의 향상과 더불어 여러 가지의 가전기기(home appliance)들이 복잡화 되고 그 종류도 늘어가고 있다. 또한 소비자들은 각 가전기기 구매에 있어 제품이 가진 1차 목적인 성능(에어컨의 경우 냉방, 냉장고의 경우 냉장/냉동, 청소기의 경우 흡입력, 세탁기의 경우 세탁력 등)뿐만 아니라 내구성, 편의성(인공지능, 부가 모드), 쾌적성(정숙함, 쾌적함), 디자인 등 생활환경적인 부분도 필수 고려 요소로 여겨지고 있다[1,2].

특히 가전기기는 일반적으로 일반 가정의 생활 공간에 설치되기 때문에 소음에 대한 민감도가 높기 때문에 쾌적함을 요구하는 현대에 기본적인 요건의 하나인 저소음화가 중요한 이슈로 대두되었다. 2013년 8월 환경부 중앙환경분쟁조정위원회는 에어컨 실외기로 인한 소음피해배상을 요구한 환경분쟁조정 신청사건에 대해 피신청인이 신청인에게 300여만 원을 배상하도록 결정하고, “방음덮개 마련, 저소음 실외기로 교체 등 소음저감을 위한 노력을 기울여야한다.”고 강조했다[3]. 또한 환경부는 2011년 가전제품 저소음표시제를 주요 내용으로 하는 ‘소음진동관리법’ 개정법률안을 입법예고하였다[4]. 이는 가정에서 발생하는 주 소음원은 가전기기이며, 가전기기 중 청소기, 레인지후드는 고소음을 발생시키고, 냉장고, 세탁기, 에어컨 등은 저주파의 소음을 발생시켜 일시적 청력 장애, 대화 방해,

거슬림 등의 위해성이 나타날 수 있기 때문에 저소음표시제 도입을 통한 저소음 제품 생산의 확대가 필요하다는 이유 때문이다. 이를 비롯하여 가전기기에서 발생하는 소음에 대한 인체 위해성, 소음 평가 기준에 대해 국내외적으로 다양한 연구들이 진행 되는 등 소음에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다[5-8].

생활의 편의를 위한 가전기기 중 냉동 사이클을 비롯한 열역학 사이클을 이용하는 가전기기는 냉장고, 에어컨, 건조기를 비롯하여 다양하게 존재한다. 이러한 가전기기에서 공통적으로 사용되는 부품인 압축기는 해당 가전기기의 주요 소음원으로, 냉장고의 경우 압축기의 소음이 전체 냉장고 소음의 60%를 차지할 정도로 가장 크며, 에어컨의 경우 압축기 소음이 실외기 소음의 50~60%를 차지할 정도로 큰 비중을 차지한다[9].

한편 압축기는 증발기에서 증발된 냉매를 흡입, 압축하여 저온저압의 냉매를 고온고압의 냉매로 변환하여 비교적 높은 온도에서도 액화할 수 있는 상태로 만들고 냉매에 순환력을 부여하는 역할을 한다. 일반적으로 압축기의 종류는 크게 두 가지로 아래와 같이 분류 할 수 있다(Figure 1.1).

- 1) 용적형(Positive Displacement) 압축기: 왕복동(Reciprocating) 압축기, 회전(Rotary) 압축기, 스크류(Screw) 압축기, 스크롤(Scroll) 압축기
- 2) 다이내믹(Dynamic) 압축기: 원심식(Centrifugal) 압축기, 축류식(Axial) 압축기

용적형 압축기는 일정한 용적 속에 흡입된 기체를 피스톤이나 회전자를

이용하여 체적을 변화하여 압력을 높이는 방법의 압축기로 왕복동 압축기는 실린더 내에서 피스톤이 왕복운동을 하면서 냉매를 흡입, 압축, 토출하는 방식이며, 스크롤식 압축기는 고정 스크롤과 회전 스크롤 사이에 형성된 압축 공간이 회전 스크롤이 회전하는 과정에서 냉매를 흡입, 압축, 토출이 동시에 이루어지는 방식이다. 회전 압축기는 실린더 내에서 편심된 회전자가 회전하면서 냉매를 압축하는 방식이다. 다이내믹 압축기는 기체의 운동에너지를 압력으로 변환시켜 압력을 높이는 방법의 압축기이다.

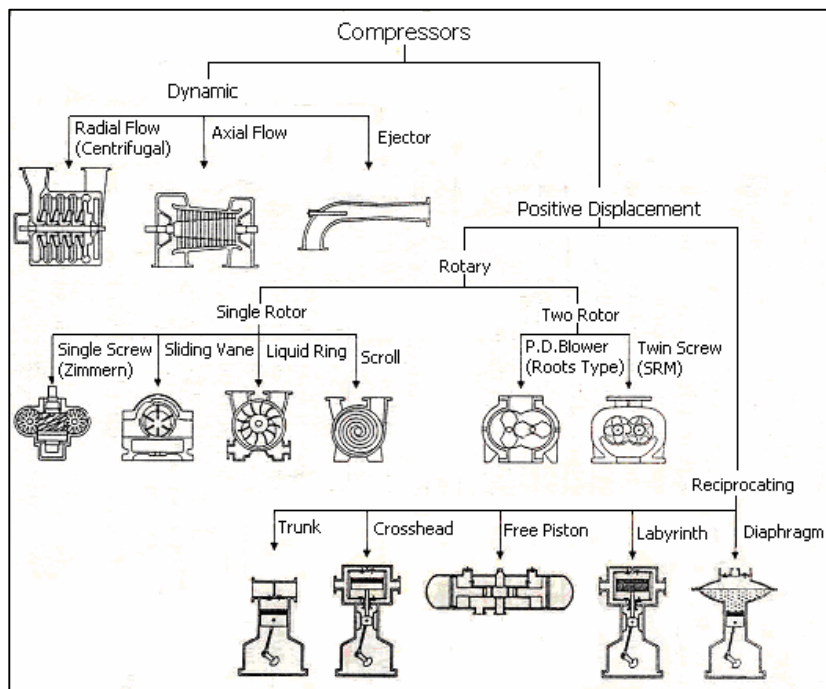


Figure 1.1 압축기 분류 [10]

압축기는 종류에 따라 적용되는 분야가 다른데 일반적으로 용적형 압축기는 낮은 압축비를 요구하는 분야에, 다이내믹형 압축기는 높은 압축비를 요구하는 분야에 적용된다[11]. Figure 1.2는 압축기 종류 별 적용 분야를 도식화 한 것이다. 일반 가정에서 사용되는 가전기기의 압축기는 고전적으로는 왕복동 압축기, 회전 압축기, 그리고 최근 리니어 압축기에 대한 수요도 늘어나는 추세이다.

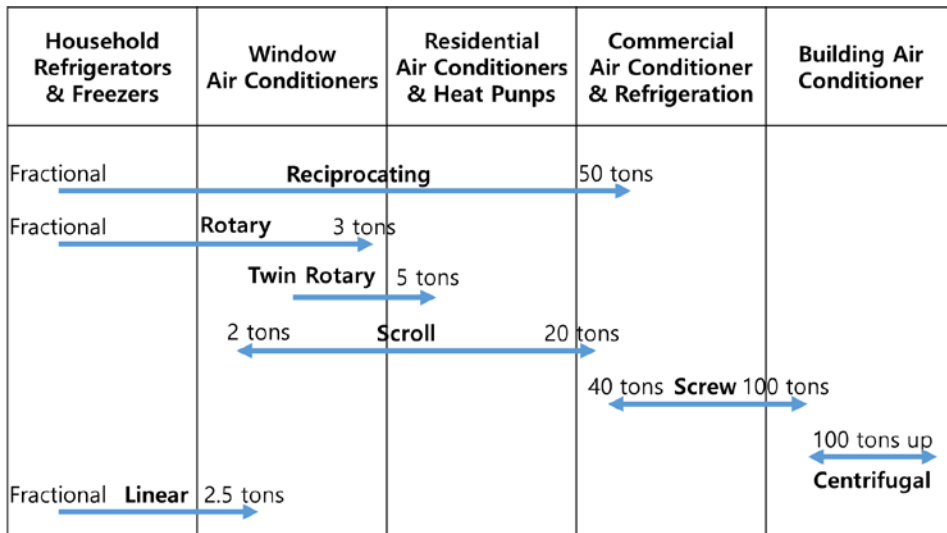


Figure 1.2 압축기 종류에 따른 적용 분야 [11]

왕복동 압축기는 개발된지 오래되었지만 가장 신뢰성이 높고 넓은 범위의 압축비가 가능하기 때문에 소형 가전기기부터 대형 산업용 기기까지 폭 넓게 사용되고 있다. 소형 왕복동 압축기는 10~15kW급 이하의

가전기기에 주로 사용되고 있으며, 15 kW 이상의 대형 기기에는 고속 다기통 개방형 왕복식 압축기가 사용된다.

Figure 1.3은 왕복동 압축기의 소음 방사 경로를 도식화 한 것이다. 왕복동 압축기는 거동 중 냉매와 압축기 구조 간의 상호작용으로 인해 복잡한 소음 특성을 갖는다. 이를 소음원으로 구분하면 유동 소음, 구조 소음으로 구분할 수 있다.

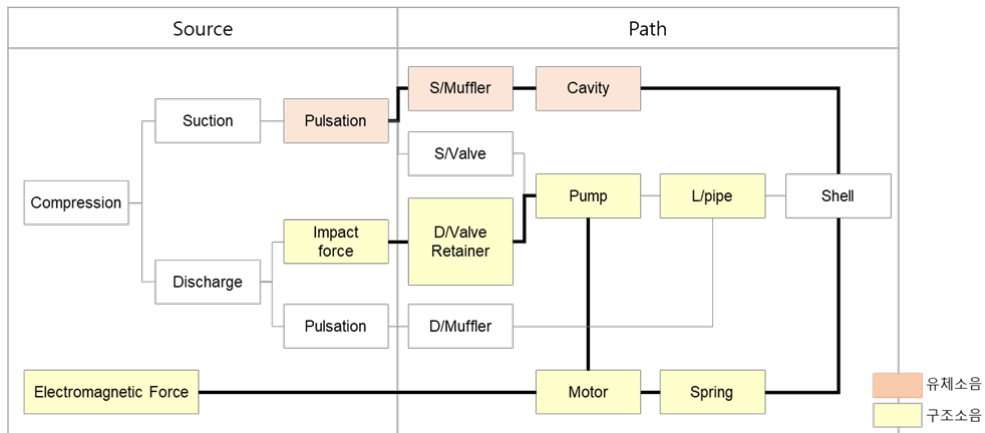


Figure 1.3 왕복동 압축기 소음 전달 경로 [LG전자]

먼저 왕복동 압축기의 주된 유동 소음은 압축기가 흡입 과정을 거치면서 흡입 밸브 거동에 따른 냉매의 흡입 맥동에 의한 소음으로, 왕복동 압축기의 경우 압축기 내부 공간이 흡입부의 저압력으로 이루어지는 저압식 압축기이므로 냉매의 흡입 맥동에 의한 소음 성분이 내부 캐비티를

통해 셀로 직접 전달되는 성분이 주요 유동 소음원이다. 반면 토출에 의한 토출 맥동은 토출 파이프 및 토출 머플러의 벽면 흡음을 통해 내부 캐비티-셀로 전달되기 때문에 소음 성분은 미미하다.

왕복동 압축기의 구조 소음은 내부 구조물의 충격에 의한 진동에 의한 소음으로, 고압으로 압축되는 냉매는 토출 밸브를 열어 토출되는데, 토출 밸브가 리테이너에 충격을 전달하며 이 때 발생하는 진동에 의한 소음과, 압축기의 동력인 모터의 회전에 의한 진동으로 모터의 회전에 의한 진동은 압축기 펌프로 전달되는 성분과, 내부 전체 구조물이 지탱되는 스프링을 통해 셀로 전달되는 성분으로 나누어진다. 흡입 밸브의 경우 압축 과정이 일어나는 펌프에 위치하기 때문에 리테이너 설치를 할 수 없기 때문에 흡입 밸브에 의한 충격 소음 영향은 미미하다.

위와 같이 왕복동 압축기의 소음은 압축기 거동 중 복잡한 상호작용으로 발생하기 때문에 실험에 의존한 소음원 규명 및 소음 저감이 주를 이루고 있으나 소음원 분석이 제한적이고 구체화 되지 않는 한계가 있다[32,33].

결론적으로, 압축기를 사용하는 가전기기에 대한 저소음 설계를 위해서는 저소음 압축기의 개발이 필요하며, 압축기에서 발생하는 소음의 정확한 발생 원리와 전파에 대한 이해가 필요하다. 따라서 본 연구에서는 왕복동 압축기에서 발생하는 소음 중 유동 소음에 대한 소음원 발생 원리 및 전파 특성에 대해 예측하는 연구를 진행하였다.

1.2 선행 연구

앞서 알아본 것처럼 현대 산업에서 사용되는 압축기의 종류는 다양하다. 그러나 각 압축기는 흡입/압축/토출 과정 구현의 형태만 다르고 흡입, 토출 행정은 동일하기 때문에 전반적인 압축기 소음 선행 연구에 대해 알아볼 필요가 있다. 또한 앞서 확인했던 것처럼 왕복동 압축기의 소음은 복잡한 상호작용으로 발생하기 때문에 연구가 다양하게 진행되고 있다.

압축기 연구를 주제별로 크게 세 가지로 분류하면 압축기의 효율에 대한 연구와 압축기의 구조 안정성에 대한 연구, 그리고 압축기 소음에 대한 연구로 나눌 수 있다. 또한 연구 방법에 대한 접근으로 분류하면 실험적인 연구와 해석적인 연구로 나눌 수 있다.

본 연구에서 진행한 왕복동 압축기 유동 소음 예측에 대해 관련 선행 연구를 유체-구조 연성 관련 연구, 소음 관련 연구로 구분하여 정리하였다.

1.2.1 유체-구조 연성 관련

최근 해석 기술이 발달하고 다학제간 연성 해석이 가능해짐에 따라 압축기 분야에 유체-구조 연성 해석 연구가 활발히 진행되고 있다.

Wang Tao[12]는 왕복동 압축기의 흡입 밸브 닫힘 지연에 의한 유량 역류에 대해 왕복동 압축기의 거동을 FSI 기법을 이용하여 해석 시스템을 구현하였다. 수치해석은 상용 프로그램인 ADINA를 사용하였으며, 왕복동 압축기의 펌프를 기준으로 흡입, 토출 영역에 대한 간단화된 모델에 대해

해석하였다. 역류 방지에 있어 흡입 밸브와 흡입 밸브 바닥 사이의 구역을 설정하여 해당 구역의 넓이에 따라 구역을 지나는 유로를 차단하는 방식으로 역류 제어를 구현하였다. 흡입 밸브의 닫힘 지연은 흡입 밸브의 두께가 증가함에 따라 증가하고, 압축기 구동 속도에는 무관함을 보였다.

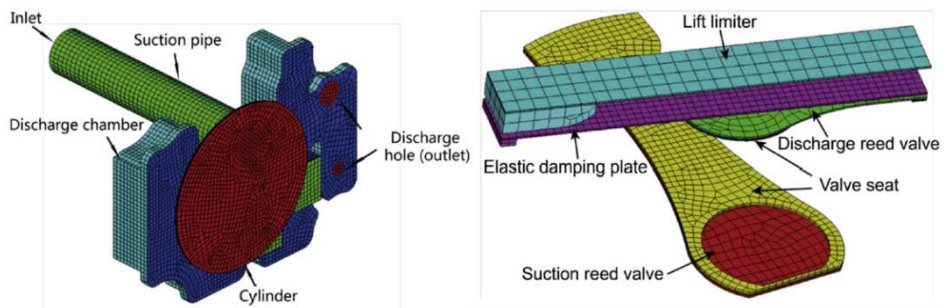


Figure 1.4 왕복동 압축기 해석 모델(왼쪽:유체 영역, 오른쪽: 구조 영역)

[12]

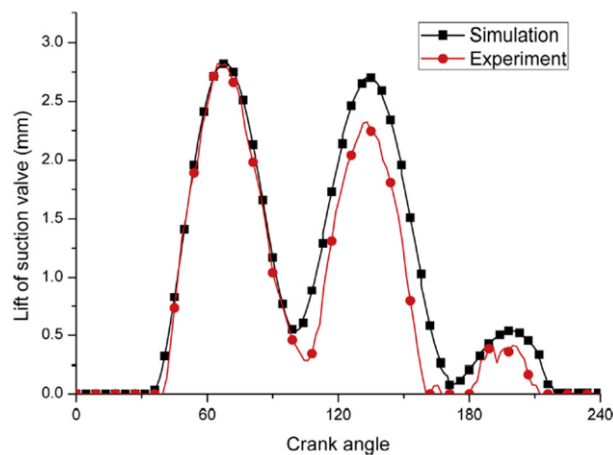


Figure 1.5 왕복동 압축기 거동에 따른 밸브 모션 [12]

Sujan Dhar[13]는 왕복동 압축기의 흡입/토출 밸브의 거동을 모사하는 연구를 진행하였다. 수치해석은 상용 프로그램인 Simerics-PD (PumpLinx)를 사용하였다. 그러나 실제적인 상황에서 흡입/토출 밸브는 각 밸브의 유입되는 냉매의 힘을 받아 굽힘 움직임을 가지는데, 해당 연구에서는 밸브를 강체로 모사하여 회전축에 대해 회전 성분만 고려할 수 있도록 단순화된 모델을 이용하였다. 해석 영역 또한 압축 펌프 기준으로 흡입 머플러만 적용해서 단순화된 모델을 사용하였다.

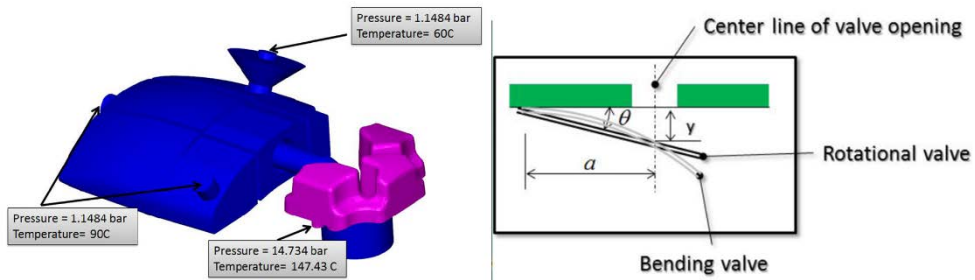


Figure 1.6 왕복동 압축기 해석 모델(왼쪽:유체 영역, 오른쪽: 구조 모델)
[13]

Bin Zhao[14]는 판 밸브(plate valve) 구조를 갖는 왕복동 압축기에 대한 밸브 거동과 압력 맥동에 대해 연구하였다. 수치해석은 상용 프로그램인 ANSYS를 사용하였다. 수치 모델은 $RNG\ k-\varepsilon$ 과 DES 를 이용하였고 실험 결과와의 비교 검증을 하였다. 연구 결과 거동에 따른 압축 챔버의 압력 선도는 실험과 유사한 결과를 얻었으나 흡입 밸브 거동에 대해서 큰 오차를

보이는 것을 알 수 있었다. 역시 마찬가지로 해당 연구는 압축기의 압축 챔버의 형상만을 이용하였다.

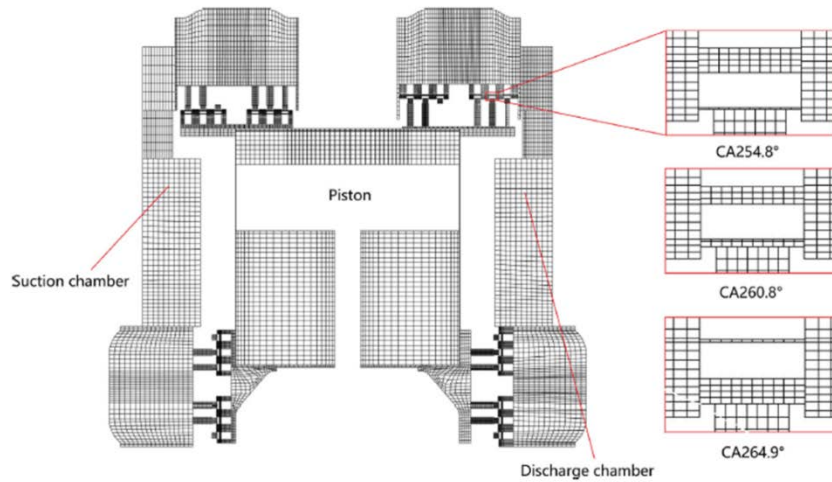


Figure 1.7 대기통 왕복동 압축기 해석 모델 [14]

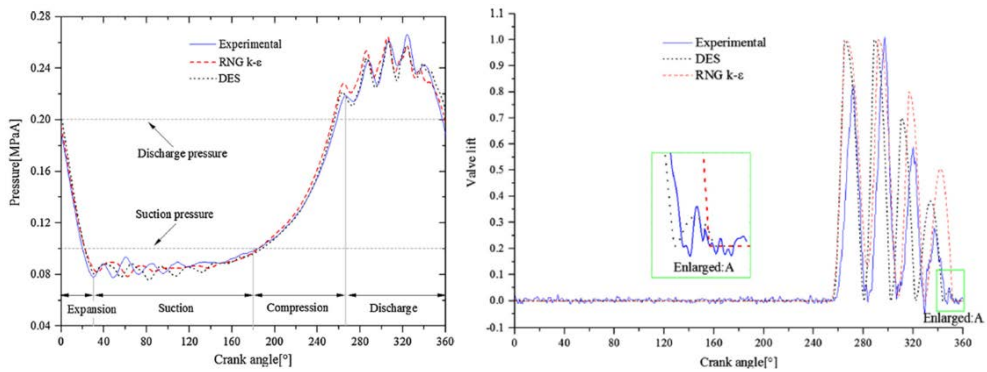


Figure 1.8 왕복동 압축기 압력 선도 (왼쪽:압축 실린더 압력, 오른쪽:밸브 거동) [14]

이 밖에도 여러 압축기 관련 FSI를 이용한 밸브 거동 및 압력 맥동 연구를 수행하였으나 FSI관련 연구는 밸브의 변위, 충격력 및 압축 실린더의 유동 분석에 집중되어 있으며 압축기 전체 형상에 대한 연구는 미진한 상황이며, 왕복동 압축기의 FSI 내부 거동 모사를 소음과 연계한 연구 또한 미진한 상태이다[15-21].

1.2.2 소음 관련

압축기 소음에 관한 연구는 크게 실험적인 연구와 수치해석적인 연구로 나눌 수 있는데, 기존에는 압축기의 복잡한 구조와 당시의 해석 능력의 부족 등으로 실험에 의존한 연구가 많이 진행되었고, 해석적인 연구는 머플러, 내부 캐비티에 대한 모드 해석을 통한 소음 연구가 주로 진행되었다.

압축기 내부 캐비티에 대한 연구는 압축기 캐비티 공진에 관련하여 실험을 통한 소음의 주파수 분석을 위한 요소를 이용한 모드 해석과의 비교를 통해 내부 캐비티 연구가 주로 수행 되었으며, 압축기에서 발생하는 소음의 저감을 위해 실험을 기반으로 압축기 형상 변경을 통한 소음 저감에 관한 연구를 수행하였다[22-25]. 형상 변경에 대해서는 흡입구 위치 변경과 루프 파이프 형상의 변경에 따른 소음 저감 연구, 압축기 셸의 두께 및 셸의 형상 변경을 통한 각 연구의 타겟 주파수에 대한 소음 저감 연구가 진행되었다. 그러나 이와 같은 연구는 실험을 기반으로 진행된 연구로써 복잡한 상호작용으로 발생하는 압축기의 소음원 특성에 대해 명확히 밝히기 제한적이기 때문에 소음원에 대한 충분한 고찰이 필요한 실정이다[26-33].

다음으로 머플러의 음향 성능에 대한 연구는 주로 BEM/FEM을 활용하여 머플러의 투과 손실 또는 삽입 손실을 예측하고, 머플러의 형상 변경을 통한 손실 최대화에 대한 연구가 수행되었다. Svendsen[34,35]은 BEM을 이용하여 머플러의 삽입 손실을 예측하였고, 최적화 알고리즘을 통해 머플러의 삽입 손실을 최대화하였다. 이 외에도 많은 연구에서

BEM/FEM을 적용하여 머플러의 음향 성능을 연구하였다[36-39]. 반면 머플러의 유동 성능의 경우 CFD를 활용한 머플러 내 유동장 분석 또는 유량 예측이 주를 이루고 있다. Sarioglu[40]은 실험을 통해 얻은 값을 경계조건으로 적용하여 머플러 내부의 유동장을 해석하였고, 머플러 입/출구에서 냉매의 유량, 온도, 밀도 등을 분석하였다. Nakano[41]는 머플러 내부를 지나는 냉매의 특성을 분석하기 위해 머플러 내부 여러 지점에서의 시간에 따른 유량과 밀도를 계산하였다. 이 외에도 Coskun[42], Rao[43], Morriesen[44] 과 같은 연구가 수행되었다.

Kim[45]은 흡입 머플러 성능에 대해 유동과 음향을 함께 고려한 연구를 진행하였다. 수치 해석은 상용 프로그램인 ANSYS를 이용하여 진행했으며, 흡입 머플러의 소음 저감(Noise Reduction)을 도출하였다. 흡입 머플러의 유입류는 실험을 통한 흡입 머플러 입구의 압력 프로파일을 이용하였다.

이와 같이, 기존의 유동 소음 관련 연구는 각 부품에 대한 개별적인 접근법이 주를 이루고 있고, 유동과 음향을 각각 독립적으로 고려하고 있다. 하지만, 본질적으로 유체내의 음향파와 유동은 같은 방정식에 의하여 지배되기 때문에 유동과 구조, 음향의 상호작용을 고려하여야 정확한 소음 예측이 가능하다.

1.3 연구 목적 및 개요

선행 연구에서 확인한 바와 같이, 기존의 연구는 유동과 음향을 각각 독립적으로 고려하고 있다. 하지만, 본질적으로 유체 내의 음향파와 유동은 같은 방정식에 의하여 지배되기 때문에 유동과 음향의 상호작용을 고려하여야 정확한 예측이 가능하다.

이에 본 연구에서는 왕복동 압축기에서 발생하는 압력 맥동에 의한 소음을 예측, 분석하고자 한다. 먼저 압축기 거동과정에서 발생하는 소음원인 내부 유동 및 밸브의 거동 특성을 실험을 통해 측정하고, 각 구동부의 특성을 분석하여 소음의 특성을 확인하였다. 이후 왕복동 압축기 시스템 거동 모사를 위해 FSI (Fluid-Structure Interaction)기법을 이용하여 수치해석을 진행하였고 실험 결과와 비교하며 예측 시스템을 검증하였다. 그 후 셸 구조의 흡음을 고려한 SAI(Structure-Acoustics Interaction)기법을 이용하여 압축기 외부로 방사되는 압력 맥동 소음을 예측하였다.

앞으로 진행될 논문에서 2장에서는 본 연구에서 다루는 압축기인 왕복동 압축기에 대한 구조 및 원리에 대해서 설명하고, 압축기 내부 냉매 유동 및 소음에 영향을 미칠 수 있는 머플러 성능 평가 이론을 검토하였다. 그리고 3장에서는 압축기 시스템에 대한 수치해석 기법들에 대한 검토를 진행하였다. 4장에서는 왕복동 압축기의 소음 생성 과정인 내부 거동 예측에 대한 결과를, 5장에서는 왕복동 압축기 소음 전파 과정인 외부 전파 예측에 대한 부분으로 이루어진다.

2. 이론 검토

2.1 왕복동 압축기

2.1.1 왕복동 압축기 구조 및 특징

왕복동 압축기의 구조를 Figure 2.1부터 Figure 2.2까지 나타내었다. 왕복동 압축기의 구조는 냉매의 흐름 순서로 볼 때 Figure 2.1에 나타낸 바와 같이 흡입 파이프(Suction pipe), 흡입 머플러(Suction muffler), 압축 공간인 실린더(Cylinder), 토출 머플러(Discharge muffler, Silencer room), 토출 파이프(Discharge pipe)로 이루어진다. 또한 각 연결 및 구동 부품으로는 압축 기구와 셸을 연결해주는 스프링(Spring), 회전부인 모터(Motor), 모터에 의해 피스톤 운동을 가능케하는 피스톤(Piston), 그리고 피스톤 입/출구의 흡입 밸브(Suction valve), 토출 밸브(Discharge valve)가 있다.

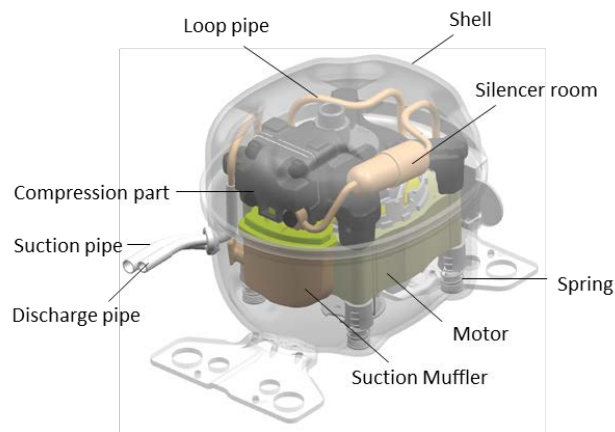


Figure 2.1 왕복동 압축기 구조 [LG전자]

왕복동 압축기에 적용되는 밸브는 리드 밸브(reed valve), 판 밸브(plate valve) 등이 있으나 일반적으로 소형 왕복동 압축기에는 리드 밸브 형태의 밸브를 적용한다. Figure 2.2에 나타낸 바와 같이 왕복동 압축기에는 압축 실린더 내의 흡입 밸브와, 압축 실린더 외부의 토출 밸브로 구성되어 있으며, 토출 밸브에는 토출 밸브의 변위를 제어하기 위한 리테이너(retainer)가 부착된다.

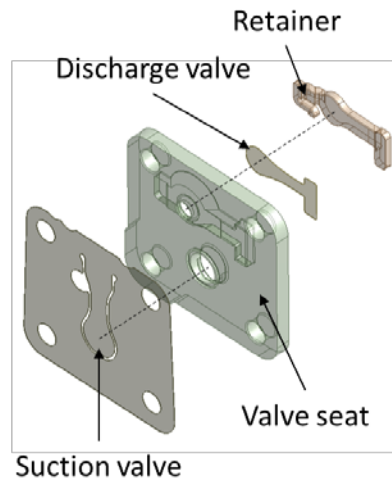


Figure 2.2 왕복동 압축기 밸브 구조 [LG전자]

왕복동 압축기의 작동원리는 다음과 같다. 인가된 전기에너지를 모터에서 회전운동에너지로 변환시키고, 모터와 연결된 피스톤이 회전운동을 왕복 직선운동에너지로 변환시킨다. 이 운동에너지를 이용하여 흡입 밸브와 토출 밸브를 장치한 실린더 속에서 피스톤을 왕복운동 시킴으로써 기체를 흡입하고 압축하여 토출한다. 왕복동 압축기 주요 부품 중 피스톤, 크랭크 샤프트의 구조를 나타낸 것으로 왕복동 압축기의 운동 기구는 커넥팅 로드를 이용하여 모터의 회전 운동을 피스톤 왕복 운동으로 바꾸고 피스톤이 실린더 내에서 왕복 운동하면서 저온 저압의 냉매를 흡입한 후 압축하여 고온 고압의 냉매로 토출한다. Figure 2.3은 압축 실린더 내부의 냉매 압축 과정을 나타낸 것이다. 압축기 내 냉매는 흡입구→챔버 내부→흡입 머플러→압축 실린더→토출 머플러→토출 파이프→토출구의 경로를 통해 이동한다.

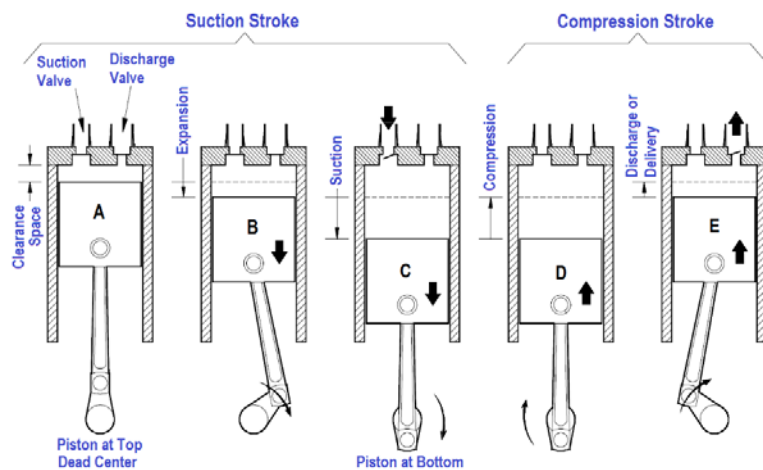


Figure 2.3 왕복동 압축기 거동 메커니즘

Table 2.1은 왕복동 압축기의 특징 및 장/단점을 나타낸 것이다. 산업 현장에서 오랫동안 사용되어온 압축기인 왕복동 압축기는 높은 압축 효율과 저렴한 제작 단가가 장점이며, 회전속도에 한계가 존재하며, 토출 냉매의 연속성이 떨어지는 단점이 있다.

Table 2.1 왕복동 압축기의 특징 및 장단점

	Details
Characteristics	Widely used in a wide range of fields in industrial Due to the time it takes to increase the speed of the piston, there is a limit to the movement of the piston (Small Capacity: 2~3m/s, Large Capacity: 3~4m/s The area of passage increases, reducing resistance when passing gas
Advantage	High pressure can be obtained easily Compression efficiency Relatively stable pressure – Flow characteristics Low cost
Disadvantage	Limit to the increase of rotation speed due to inertia force and valve opening/closing time Vibration generation Discontinuity of discharged gas Lubricating oil is required in cylinders

앞서 살펴보았던 압축기의 종류 구분 외에 압축기를 저압식, 고압식 압축기로 분류할 수 있다. 저압식 압축기와 고압식 압축기는 압축기의 용량에 따른 분류가 아닌 압축기 내부 캐비티가 어떠한 압력으로 구성되는가에 따른 구분인데, 예로 들어 압축기 내부의 캐비티의 압력이 흡입 압력으로 이루어져 있으면 저압식, 내부 캐비티의 압력이 토출 압력으로 이루어져 있으면 고압식으로 구분한다. 즉, 흡입부와 캐비티가

동일한 유체를 공유하는지, 토출부와 캐비티가 동일한 유체를 공유하는지에 대해 내부 캐비티의 압력이 결정된다. Figure 2.4는 저압식 압축기와 고압식 압축기의 예시로 왼쪽의 압축기는 왕복동 압축기로 내부 캐비티가 흡입 압력으로 이루어지는 저압식 압축기이고, 오른쪽은 회전 압축기로 내부 캐비티가 토출 압력으로 이루어지는 고압식 압축기이다. 이러한 구분은 소음 연구에 주요한 구분법으로, 유동에 의한 소음은 흡입, 토출되는 냉매의 압력 맥동으로 발생하게 되는데 압축기 셀을 가진시키는 압력 맥동이 유동 소음의 주요 원인이기 때문이다. 본 연구에서 사용되는 왕복동 압축기는 저압식 압축기로, 내부 캐비티가 흡입부와 연결되어 내부 캐비티의 압력 맥동은 흡입부의 압력 맥동에 의해 발생한다. 즉 본 연구에서 다루는 왕복동 압축기는 저압식 압축기로 흡입부 압력 맥동에 의한 소음이 주요 원인이 된다.

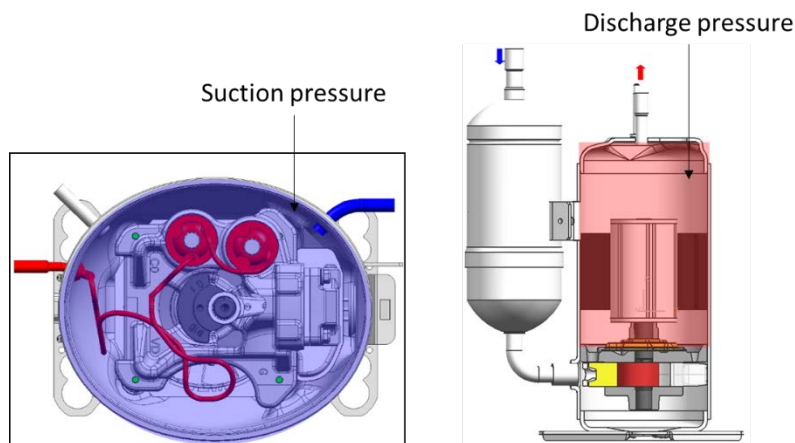


Figure 2.4 저압식, 고압식 압축기 (왼쪽:저압식 압축기(왕복동 압축기), 오른쪽:고압식압축기(회전 압축기)) [LG전자]

2.1.2 왕복동 압축기 이론 선도

왕복동 압축기는 모터에 의한 회전 운동을 피스톤-크랭크 시스템을 통해 선형 운동으로 바꾸어 압축 실린더의 체적을 변화시키며 흡입/압축/토출을 반복한다. 설계 흡입 압력 P_s , 설계 토출 압력 P_d 로 작동하는 압축기에서 Figure 2.5에 나타난 것처럼 크랭크의 길이를 R , 크랭와 피스톤을 잇는 커넥팅 로드(Connecting Rod)의 길이를 L , 크랭크 중심과 피스톤 중심의 편심을 e 로 정의할 때 각속도 ω 로 운동하는 피스톤-크랭크 구조의 압축 실린더 거동 과정은 식(2-1)~(2-4)로 유도 할 수 있다.

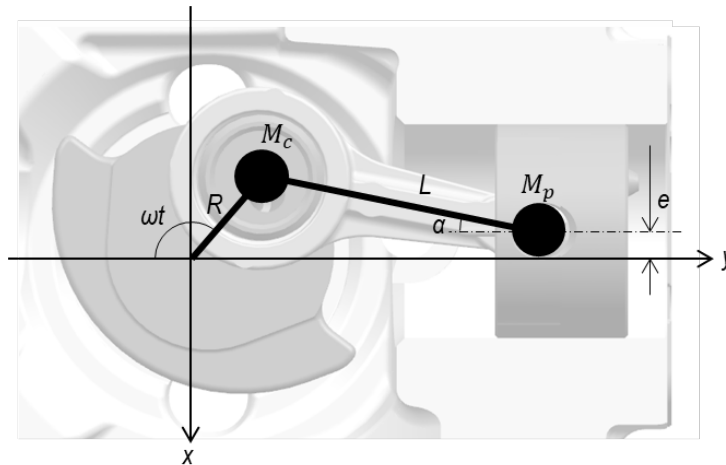


Figure 2.5 왕복동 압축기 크랭크-피스톤 시스템 [LG전자]

- 크랭크 변위

$$\begin{aligned}x_{M_c} &= -R \sin(\omega t) \\y_{M_c} &= -R \cos(\omega t)\end{aligned}\tag{2-1}$$

- 피스톤 변위

$$\begin{aligned}x_{M_p} &= -e \\y_{M_p} &= L \cos \alpha - R \cos(\omega t) \\&= L - \frac{R^2}{4L} + \frac{R^2}{4L} \cos(2\omega t) + \frac{Re}{L} \sin(\omega t) - \frac{e^2}{2L} - R \cos(\omega t)\end{aligned}\tag{2-2}$$

- 압축 실린더 체적

$$V = \frac{\pi}{4} D^2 (y_{\max} - y_{mp}) + V_{dead}\tag{2-3}$$

- 압축 실린더 압력

$$PV^n = C\tag{2-4}$$

왕복동 압축기의 구동부의 이론식을 통한 왕복동 압축기의 이론 선도를 Figure 2.6과 같이 나타낼 수 있다. 왕복동 압축기의 피스톤 운동에 따라 압축 실린더 내 압력이 변화하며 설계 토출 압력 P_d 보다 높아질 때 토출 밸브가 거동하며 토출 압력을 유지하고, 피스톤의 최대 변위이자 압축

실린더의 부피가 최소인 TDC (Top Dead Centre)를 지나 팽창이 시작되면 압축 실린더 내 압력이 감소한다. 압축 실린더 내 압력이 설계 흡입 압력 P_s 보다 작아질 때 흡입 밸브가 거동하며 흡입 압력을 유지하고, 피스톤의 최소 변위이자 압축 실린더의 부피가 최대인 BDC (Bottom Dead Centre)를 지나 압축이 시작되면 압축 실린더 내 압력이 증가한다. 해당 과정이 끝나면 같은 거동을 반복한다.

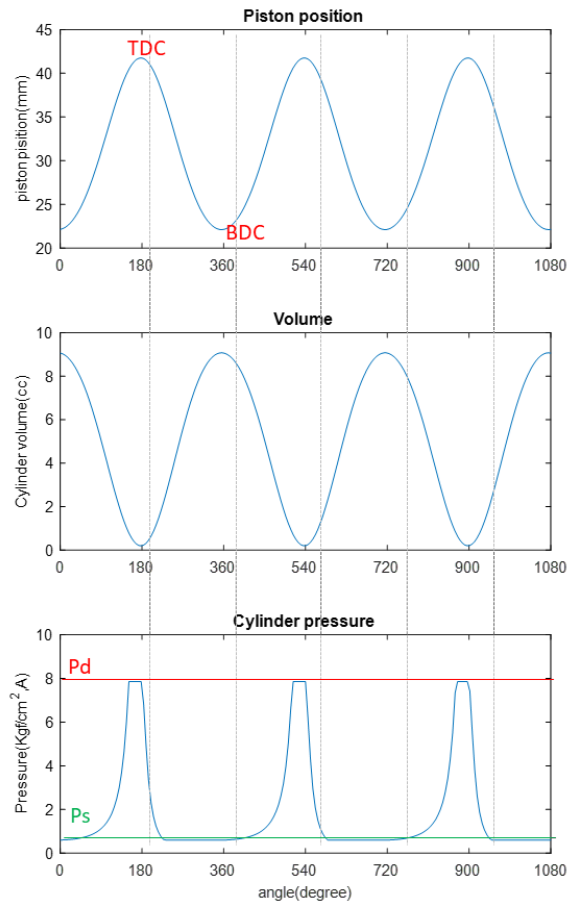


Figure 2.6 왕복동 압축기의 이론 선도

2.2 머플러 성능 평가 기준

압축기는 저온 저압의 냉매를 고온 고압의 냉매로 변환하는 과정으로 냉매의 압력 맥동이 주된 소음원 중 하나이므로 머플러가 필수적으로 삽입된다. 왕복동 압축기의 경우 흡입 밸브와 토출 밸브가 모두 존재하기 때문에 흡입 머플러와 토출 머플러가 모두 적용된다. 때문에 본 절에서는 압축기에서의 머플러 성능 평가 기준에 대해 확인하도록 한다.

일반적으로 머플러의 성능은 다음 매개 변수 중 하나로 평가된다[46].

- 삽입 손실 (Insertion loss, IL)
- 전달 손실 (Transmission loss, TL)
- 소음 저감 (Noise reduction, NR)

2.2.1 삽입 손실 (Insertion Loss, IL)

삽입 손실은 머플러 없이 방사되는 음향 파워와 머플러 장착 후 방사된 음향 파워의 차이로 정의된다.

$$\begin{aligned} IL &= L_{w1} - L_{w2} \\ &= 10 \log(W_1 / W_2) \quad (dB) \end{aligned} \tag{2-5}$$

여기서 아래 첨자 1은 머플러가 없었을 때, 아래 첨자 2는 머플러가 있을 때를 나타낸다.

2.2.2 투과 손실 (Transmission Loss, TL)

투과 손실은 머플러의 입구의 입사파의 음향 파워 레벨과 투과파의 음향 파워 레벨의 차이로 정의된다.

$$TL = L_{wi} - L_{wt} \quad (2-6)$$

여기서 아래 첨자 i 는 머플러 입구의 입사파를, 아래 첨자 t 는 머플러 출구의 투과파를 나타낸다. 투과 손실은 소스와 독립적이며 출구에서 무반향 조건을 가정하기 때문에 머플러 자체의 시스템적 특성이라고 볼 수 있다.

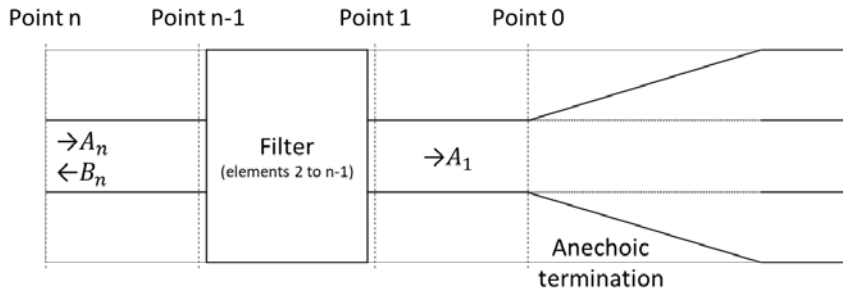


Figure 2.7 투과 손실의 정의: $TL = 20 \log |A_n / A_1|$ [46]

2.2.3 소음 저감 (Noise Reduction, NR)

소음 저감은 레벨 차이(Level Difference, LD)로 불리기도 하며 머플러 입구 출구의 임의의 두 점의 음압 레벨의 차이로 정의된다.

$$NR = 20 \log |p_n / p_1| \quad (dB) \quad (2-7)$$

여기서 아래 첨자 n은 머플러 입구 임의의 점을, 아래 첨자 1은 머플러 출구 임의의 점을 나타낸다.

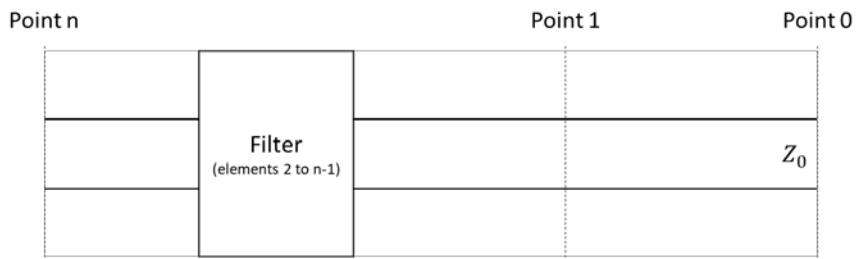


Figure 2.8 소음 저감의 정의: $NR = 20 \log |p_n / p_1|$ [46]

2.2.4 머플러 성능 평가 기준 비교

앞서 언급한 세 가지 성능 평가 중 삽입 손실은 머플러가 소스와 수음점사이에 머플러를 삽입하여 발생하는 방사 파워 레벨의 손실을 나타내기 때문에 필터의 명확한 성능을 나타내는 유일한 평가 기준이다. 그러나 소스의 내부 임피던스에 대한 사전 지식이나 측정이 필요하고, 특정 시스템에 대해 머플러가 없는 경우를 고려하는 것이 어려울 수 있다. 전송 손실은 발생하는 음향 에너지와 무반향 환경으로 전송되는 것의 차이를 나타내기 때문에 소스 임피던스 및 방사 임피던스를 포함하지 않는다. 전송 손실은 출구와 독립적으로 만들어지므로 출구를 격리하는 요소 또는 일련의 요소의 음향 전송 거동을 찾는데 관심이 있는 연구자들에게 선호된다. 그러나 실제 유동에서 입사파를 측정하려면 임피던스 튜브 기술을 사용해야 하는데, 계측에 2 마이크로폰 방법을 사용하지 않는 한 실제 실험 및 해석에서는 전달 손실을 측정하는데 어려움이 있을 수 있다. 소음 저감은 머플러 입구, 출구의 두 지점에서 음압 레벨(Sound Pressure Level)의 차이이다. 전송 손실과 마찬가지로 소스 임피던스에 대한 지식이 필요하지 않으며, 삽입 손실과 마찬가지로 무반향 조건이 필요하지 않다. 따라서, 측정 및 계산이 용이하고, 주어진 요소 세트의 계산된 전송 거동의 실험적 확증을 위해 널리 사용되고 있다.

3. 수치 해석 기법

본 장에서는 본 연구에서 예측하고자 하는 왕복동 압축기의 유동 기인 소음에 대해 유체, 구조, 음향 해석 기법 및 분석 방법에 대해 자세히 기술하도록 하겠다.

왕복동 압축기의 내부 거동 및 소음 방사에 대한 수치해석은 소음원 생성을 모사하는 내부 거동 해석과 소음원 전파를 모사하는 소음 방사 해석으로 두 번의 해석 과정으로 진행하였다.

먼저 내부 거동 해석은 고려한 유체 유동은 3차원 압축성 비정상상태이다. 앞서 알아본 것처럼 왕복동 압축기의 거동은 흡입/압축/토출 행정에 의해 냉매가 흡입/토출 밸브를 변형 시키며 흡입/토출 밸브로 분리된 냉매 유로를 통해 이동한다. 때문에 수치 해석에 있어 밸브의 움직임에 따라 유체 영역의 격자의 형태가 변형되므로 유체-구조 연성 해석(Fluid-Structure Interaction, FSI)으로 수치해석을 진행하였다. 또한 유체 영역 및 구조 영역에 부합하는 격자계에 대해 가변 격자 기법을 이용하였고, 밸브에서 발생할 수 있는 압력 누수를 제어하기 위해 간격 제어 방법과 오일 물성치를 적용하였다.

다음으로 소음 방사에 대한 해석은 앞서 진행한 왕복동 압축기 내부 거동 해석에서 추출한 셀 내부 표면에 대한 데이터를 이용하여 셀 내부 표면에 매핑 시켜 소음 방사를 해석하였다. 왕복동 압축기 셀 내부에서 생성된 소음은 압축기 셀을 투과 및 진동하여 방사되기 때문에 구조-음향 연성 해석(Structure-Acoustic Interaction, SAI)으로 방사 해석을 진행하였다.

3.1 지배 방정식

3.1.1 유체-구조 연성 지배 방정식

왕복동 압축기는 피스톤의 움직임에 의해 압축실 내부의 냉매가 압축 및 팽창하고 밸브를 통해 냉매의 흡입 및 토출이 일어난다. 이러한 사이클 해석을 위해 비정상상태 해석 및 압축성 유동을 고려하여 수치해석을 수행하였고, 이 때 사용된 유체 방정식은 3D RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes) 방정식을 이용하였다.

- 연속 방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0 \quad (3-1)$$

여기서, ρ , U_j 는 각각 밀도 및 속도 벡터를 나타낸다.

- 운동량 보존 방정식

$$\frac{\partial(\rho U_j)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + F \quad (3-2)$$

여기서, F 는 외력을 나타낸다. 또한 τ_{ij} 는 응력 텐서로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) \quad (3-3)$$

- 에너지 방정식

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i \tau_{ij}) \quad (3-4)$$

여기서 h_{tot} 는 총 엔탈피로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U_i^2 \quad (3-5)$$

왕복동 압축기는 피스톤의 움직임에 의해 압축실 내부의 냉매가 압축 및 팽창하고 밸브를 통해 냉매의 흡입 및 토출이 일어난다. 이러한 사이클 해석을 위해 비정상상태 해석 및 압축성 유동을 고려하여 수치해석을 수행하였고, 이 때 사용된 방정식은 지배유한요소 행렬식을 이용하였다.

$$\begin{aligned} [M_f] \ddot{P} + [K_f] P &= E_f + \rho_0 [R]^T \ddot{U} \\ [M_s] \ddot{U} + [K_s] U &= F_s + [R] P \end{aligned} \quad (3-6)$$

여기서 $[M]$ 은 질량행렬, $[K]$ 는 감쇠행렬, F 는 밸브 주위의 외력벡터이다.

흡입/토출 냉매에 의한 흡입/토출 밸브의 변형을 이론적으로 살펴보면, 구조물이 유체 중에서 운동할 때 작용하는 압력은 구조체의 변형에 따라

유체 경계면이 변화하는 비선형적 특성을 지니고 있다. 이와 같은 문제에 접근하기 위해서는 유체의 유동과 구조물의 비선형 동적 구조 거동이 동시에 계산되어야 하며, 이를 해석하기 위한 운동방정식의 해법으로 유체와 구조 양쪽 영역을 반복적으로 풀어 수렴된 해를 구하는 방법을 적용하여야 한다. 따라서 각 시간증분마다 유체 수치모델에서 경계면에 작용하는 압력을 계산하고 이를 바탕으로 구조영역에서의 유한요소 해석법에 의해 구조물의 변형량을 계산한다. 그리고 그 다음과정에서 이 변형량을 고려하여 구조물의 기하학적 형상을 수정하여 다시 유체 모델의 압력 분포를 보정한 다음 구조물의 운동방정식을 반복적으로 푸는 연성 해석 과정이 진행된다. 따라서 유체-구조 경계면에서의 변위는 다음의 식의 조건을 만족해야한다. 유체와 구조의 접촉에 의해 발생하는 정지 마찰력 또한 동일해야 한다는 조건을 만족해야 한다.

$$u_{fluid} = u_{solid} \quad (3-7)$$

$$\sigma_{fluid} \cdot n_{fluid} = \sigma_{solid} \cdot n_{solid} \quad (3-8)$$

여기서, u 는 변위이며, σ 는 응력이며, n 은 경계면에서의 수직 벡터이다. 유체-구조 경계면은 no-slip 조건으로 정의되어야 하기 때문에, 경계면에서 발생하는 속도는 다음의 식과 같이 정의된다.

$$\dot{u}_{fluid} = \dot{u}_{solid} \quad (3-9)$$

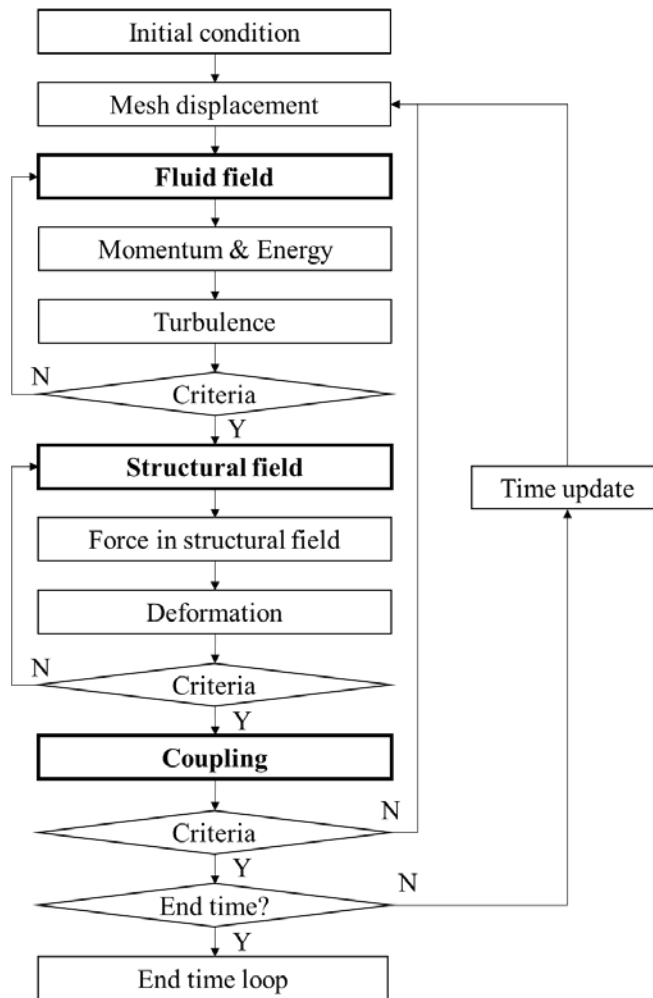


Figure 3.1 유체-구조 연성 해석 알고리즘

3.1.2 구조-음향 연성 지배 방정식

압축기 방사 소음은 소음원에 상관없이 최종적으로 외부 쉘의 응답에 따라 외부에 전파되며, 유체 기인 소음은 압축기 내부 캐비티의 음향 공명에 의해 쉘에 가해지는 압력으로 인해 발생하는 쉘의 구조 진동 응답에 따라 외부로 방사된다. 구조 응답과 그로 인한 외부 방사 소음을 함께 효과적으로 고려할 수 있는 유한요소기법(Finite Element Method)를 통해 구조-음향 상호작용으로 방사 소음을 예측하였다. 음향 전파의 수학적 모델의 기초가 되는 방정식은 파동 방정식이다. 파동 방정식은 연속 방정식, 운동 방정식, 상태 방정식에서 유도할 수 있다. 음향 및 유체 구조 분석에서 만들어진 가정은 유체가 이상적인 음향 매질로 작동한다는 것이다. 즉 유체는 등방성(Isotropic)이고 균질(homogeneous)하다는 것이고, 열역학적 과정은 단열적(adiabatic)이며, 유체는 무점성(inviscid), 즉 점성 감쇠가 없으며, 유체 압력에 비해 음압 및 변위 진폭이 작음을 의미한다. 압축기 내부에서의 음향 전파는 위의 조건을 불만족 시키기 때문에 파동 방정식을 이용할 수 없지만, 압축기 외부로 방사되는 소음의 경우 위의 조건을 만족하기 때문에 압축기 외부 방사 소음은 파동방정식을 이용하였다.

때문에 지배방정식으로 고체 지배유한요소 행렬식과 함께 행렬화 된 이상 파동 방정식을 이용하였다.

- 구조-음향 연성 지배유한요소 행렬식

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} [M_e] & [0] \\ [M^{fs}] & [M_e^P] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{U}_e\} \\ \{\ddot{P}_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_e] & [0] \\ [0] & [C_e^P] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{U}_e\} \\ \{\dot{P}_e\} \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} [K_e] & [K^{fs}] \\ [0] & [K_e^P] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U_e\} \\ \{P_e\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_e\} \\ \{0\} \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3-10}$$

여기서, $[M]$ 은 질량 행렬, $[C]$ 는 감쇠 행렬, $[K]$ 는 강성 행렬을 나타내며, $\{U\}$ 는 속도 벡터, $\{P\}$ 는 압력을, $\{F\}$ 는 하중을 나타낸다.

3.2 수치 기법

3.2.1 가변 격자 모델 (Mesh deformation model)

왕복동 압축기 유체-구조 연성 해석 시 피스톤의 거동 및 밸브의 변형을 고려하기 위해서 유체영역을 요소기반 유한체적법(element based finite volume method)으로 모델링 하고, 밸브 구조는 변형 가능한 Lagrangian 요소로 모델링하여 이 두 가지 요소의 유체-구조 경계면(interface)에서 접촉면(contact interface) 모델링 기법을 적용하여 접하도록 모델링 하였다.

유체-구조 연성해석 문제에서는 경계면 부근의 유체요소 격자는 구조물의 변형에 의해 왜곡(distortion)되는 경우가 발생한다. 이로 인하여 해석의 정확도가 떨어질 뿐만 아니라 타임 스텝 크기도 매우 작게 구성해야 하기 때문에 해석에 걸리는 시간이 과다하거나 심지어 해석이 중단되는 문제점이 발생한다. 따라서, 계산 수행 중 과도한 격자의 변형이 발생하였을 경우, 다음과 같이 요소 격자를 수정한 후 다시 계산을 수행하게 하는 방법인 가변 격자 모델(Mesh deformation model)을 적용하여 유체 영역의 격자 변형을 구현하였다.

가변 격자 모델은 변위 확산(Displacement diffusion) 방식으로 격자 변형이 발생하는 흡입/토출 밸브의 변위에 따른 도메인 내부의 격자 변형을 구현할 수 있다.

$$\nabla \cdot (\Gamma_{disp} \nabla \delta_{ini}) = 0 \quad (3-11)$$

여기서, δ_{ini} 는 최초 격자 위치에 대한 변위를 나타내고, Γ_{disp} 는 격자 강성을 나타낸다. 격자 강성은 인접한 격자 영역에 대한 변형 정도를 나타낸다. 만약 일정한 격자 강성이 적용되면 지정된 변위가 격자 전체에 균일하게 분산된다. 반면 격자 강성이 도메인 전체에서 변하도록 설정되면 강성이 높은 영역의 격자가 많이 변형되며 다음과 같이 격자 강성을 적용할 수 있다.

$$\Gamma_{disp} = \left(\frac{\nabla_{ref}}{\nabla} \right)^{c_{stiff}} \quad (3-12)$$

여기서, ∇ 는 컨트롤 체적 크기이고, c_{stiff} 는 격자 강성 지수이다. Figure 3.2에서 확인할 수 있듯이 격자 강성 지수가 높다면 격자 변형이 일어나는 부근 근처에서의 격자 변형률이 커지고, 격자 강성 지수가 낮다면 유동 영역 전체에서의 격자 변형이 고르게 발생한다.

본 연구에서는 흡입/토출 밸브가 짧은 시간에 급격히 변하므로 격자 강성이 클 경우 격자에 대한 안정성이 떨어질 수 있기 때문에 격자 강성 지수에 대해 유동 영역을 다르게 적용하였다.

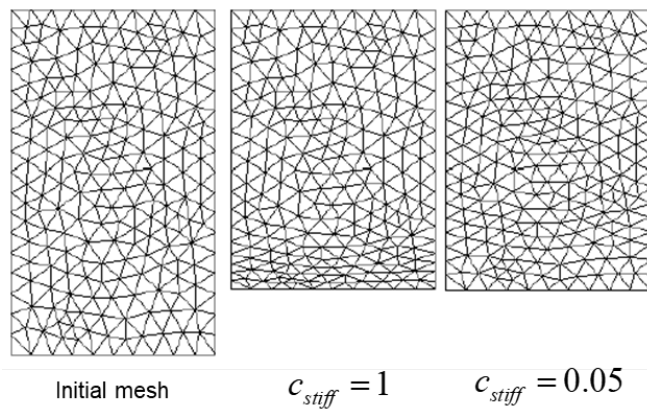


Figure 3.2 격자 강성에 따른 가변 격자 모델 비교

3.2.2 간격 제어 (Gap control)

실제 왕복동 압축기는 냉매에 의해 거동되는 흡입/토출 밸브가 존재하며 각 밸브는 밸브 바닥과 공차가 무시 가능할 정도로 작게 조립된다. 그러나 밸브 입/출구의 높은 압력 차이로 인해 밸브와 밸브 바닥사이의 틈으로 압력 누수 현상이 발생할 수 있다. 또한 흡입/토출 밸브가 급격하게 거동하여 리테이너와 같은 부품에 큰 충격력을 전달하기 때문에 밸브의 파손의 위험도 있다. 이러한 압축기의 거동 특성에 의해 압축기와 같은 유체 기계에는 오일이 필수적으로 사용된다. 그러나 오일은 기계의 효율, 마찰 손실, 마모량, 유막의 두께, 유속 등 압축기에 직접적인 영향을 미치는 요소로 압축기 설계에 따라 적절히 선정되어야 한다.

그러나 유동 해석시에는 해석에서의 토폴로지를 위해 밸브와 밸브 바닥사이에 간격이 존재해야 한다. 그러나 이러한 간격이 존재 할 시 압력 누수로 인해 정확한 해석이 불가능하기 때문에 본 연구에서는 다음과 같이 두 가지의 방법으로 간격 제어를 구현한다.

- 간격 경계 조건
- 오일 물성치 적용

간격 경계 조건은 밸브와 밸브 바닥 사이의 일정한 거리를 설정하여, 두 물체 사이의 거리가 설정한 거리보다 작아지면 두 물체는 맞닿아 있어 닫혀있는 상태로(close), 설정한 거리보다 커지면 열린 상태로(open) 해석을 진행한다. 본 연구에서는 Figure 3.3과 같이 흡입/토출 밸브 각 흡입구의 가상 경계면에 대해 간격 경계 조건을 적용하였고, 가상 경계면의 면적 S_{gap}

의 열림/닫힘 기준은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \text{If } (S_{gap} < S_{gap,initial} * \alpha), \text{ Close} \\ & \text{If } (S_{gap} \geq S_{gap,initial} * \alpha), \text{ Open} \end{aligned} \quad (3-13)$$

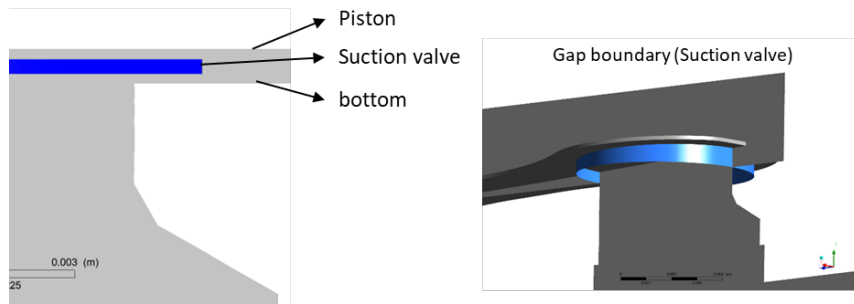


Figure 3.3 간격 경계 조건 (왼쪽:해석 영역, 오른쪽:간격 경계 조건 표면)

여기서 열리는 기준인 α 는 오일의 높이를 고려하여 1.06로 설정하였다. Figure 3.4 는 간격 경계 조건을 적용했을 때의 유동 제어 결과를 나타낸 것이다.

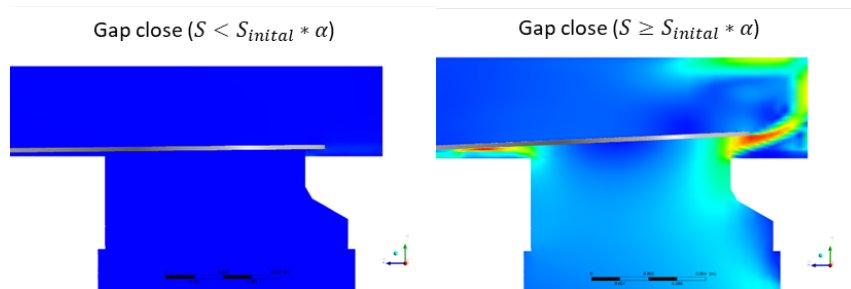


Figure 3.4 간격 경계 조건 검증 (왼쪽:간격 닫힘, 오른쪽:간격 열림)

오일을 적용하는 방법에는 실제 오일과 냉매를 모두 해석하는 이상유동모델을 이용한 방법과 필요한 영역에만 물성치를 적용하는 방법이 있다. 그러나 이상유동모델을 이용할 경우 격자의 수가 매우 증가하여 효율적이지 못한 점과, 오일 누수로 인한 오일 투입(Injection)을 모두 고려해야 하기 때문에 본 연구의 목적을 벗어난다. 때문에 흡입/토출 밸브와 밸브 바닥 사이의 영역에 대해서 오일 물성치를 적용하였다. 본 연구에서는 실제 적용되는 오일인 ISO VG기준 5 cSt (centiStokes, mm^2/s)의 동점성(Kinematic viscosity)을 가지는 오일이 적용되며, 수치 모델에서는 Figure 3.5와 같이 적용되었다.

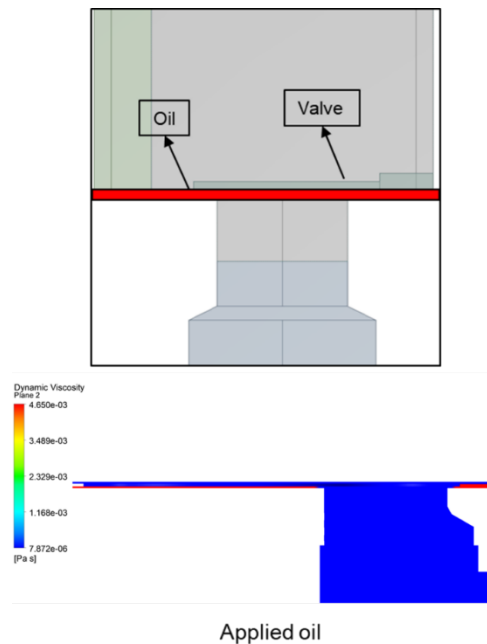


Figure 3.5 오일 물성치 적용 범위

3.2.3 소스 매핑 (Source mapping)

왕복동 압축기 소음 외부 방사 해석을 위해 내부 거동 해석에서 추출한 셀 벽면의 결과를 압축기 셀 내부 벽면에 매핑하여 방사를 수행하였다. 셀을 가진시키는 요소는 내부 거동 해석 결과에서 압력 성분으로 압력 성분에 대한 소스 매핑을 진행하였다. 소스 매핑 기법은 삼각법(triangulation)을 사용하였다. 삼각법은 n개의 가까운 소스 노드에서 임시 요소를 만들어 데이터 값의 영향을 미치는 가장 가까운 타겟 노드를 찾아 거리에 따른 가중치를 적용하는 방법이다.

4. 왕복동 압축기 내부 거동 예측

본 장에서는 왕복동 압축기의 거동에 따른 소음원 생성 과정을 예측하기 위해 유체-구조 연성 기법을 사용하여 왕복동 압축기의 거동을 모사하였고, 예측된 해석 결과의 타당성을 위해 같은 모델에 대해 LG전자 L&A연구센터에서 수행한 실험 결과와 비교, 검증하였다.

4.1 검증용 내부 거동 측정 결과

왕복동 압축기 내부 거동 수치 예측의 검증을 위해 LG전자 L&A연구센터에서 수행한 실험 결과를 이용하였다. 실험은 뒤에 설명될 수치 예측에 적용된 조건과 동일하며, Figure 4.1과 같이 가속도계, 갭 센서 및 압력 센서를 부착하여 압축기 각 부품의 내부 거동을 측정하였다.

측정 결과에 대한 전반적인 결과를 Figure 4.2에 나타내었다. 왕복동 압축기 거동에 따라 압축 실린더 내의 압력이 변화하며, 압축 실린더 내의 압력이 설계 토출 압력보다 높을 때 토출 밸브가 거동하며, 압축 실린더 내의 압력이 설계 흡입 압력보다 낮을 때 흡입 밸브가 거동하는 것을 확인할 수 있다.

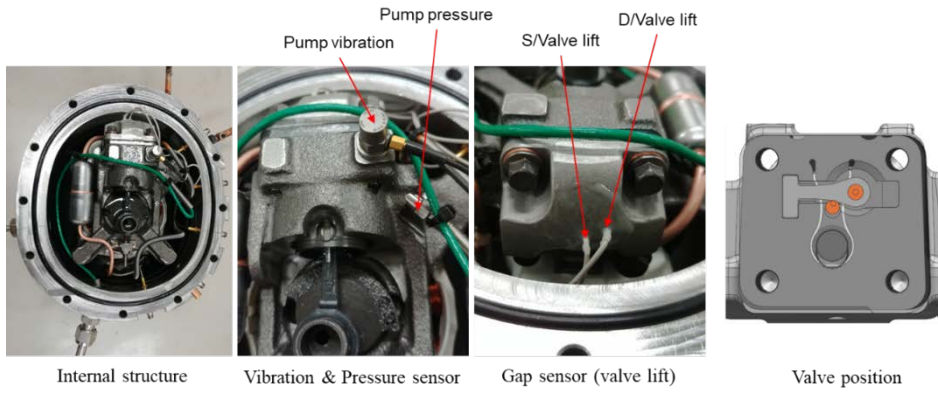


Figure 4.1 내부 거동 측정을 위한 센서 취부 [LG전자]

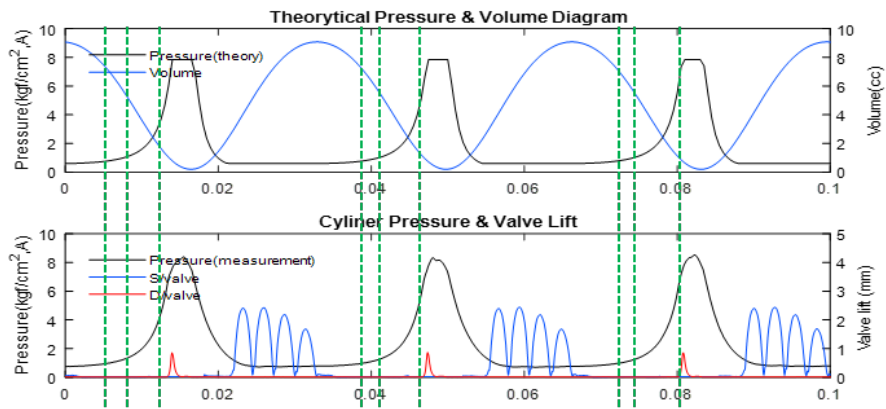


Figure 4.2 왕복동 압축기 내부 거동 측정 결과(위쪽:이론 선도, 아래쪽:측정 결과) [LG전자]

4.2 해석 형상 및 물성치 정보

해석에 사용된 왕복동 압축기는 LG전자 L&A연구센터에서 수행한 실험의 압축기와 같은 모델로 흡입 압력 0.6040 kgf/cm^2 , 토출 압력 7.8400 kgf/cm^2 으로 압축비 13으로 작동되는 압축기이다. 압축기에 적용되는 냉매는 R600a로 가정용, 상업용 냉장고 및 냉동고와 같은 소형 밀폐 압축기에 적용되는 냉매로, 물성치는 Table 4.1과 같다.

Table 4.1 R600a 물성치

Refrigerant	R600a
Name	Isobutane
Formula	$CH - (CH_3)_3$
Molecular weight in $kg/kmol$	58.1
Vapor density at $t_0 - 25/+32 \text{ }^\circ\text{C}$ in kg/l	1.3

왕복동 압축기 내부 거동 해석에 있어 사용한 모델에 대해 Figure 4.3에 나타내었고 유체-구조 연성 해석을 위해 유체 영역과 구조 영역을 표시하였다. 구조 영역에서 흡입 밸브의 변위를 제어하기 위해 피스톤 운동에 해당하는 부분을 흡입 밸브 윗면에 적용하여 피스톤 운동과 함께 이동하도록 설정하였다. 또한 압축 과정에서 압축 펌프 내부에 형성되는 고압에 의한 흡입 밸브의 미소 하강을 정확히 구현하기 위해 흡입 밸브의 바닥을 실제 모델과 같이 흡입 밸브의 유입구를 뚫어 구성하였다. 토출 밸브 부도 흡입 밸브 부와 마찬가지로 토출 밸브의 유입구를 실제 모델과

같이 구성하였고, 토출 밸브의 최대 변위를 제한하는 리테이너를 구성하였다. 이때 사용된 흡입/토출 밸브의 물성치를 Table 4.2에 나타내었다. 흡입 밸브와는 달리 토출 밸브는 리테이너에 충격을 가하기 때문에 좀 더 단단한 재질 특성을 가진다.

Table 4.2 흡입/토출 밸브 물성치

	Suction valve	Discharge valve
Young's modulus	87.8 GPa	200 GPa
Poisson's ratio	0.3	0.3
Density	5,928 kg/m ³	7,800 kg/m ³

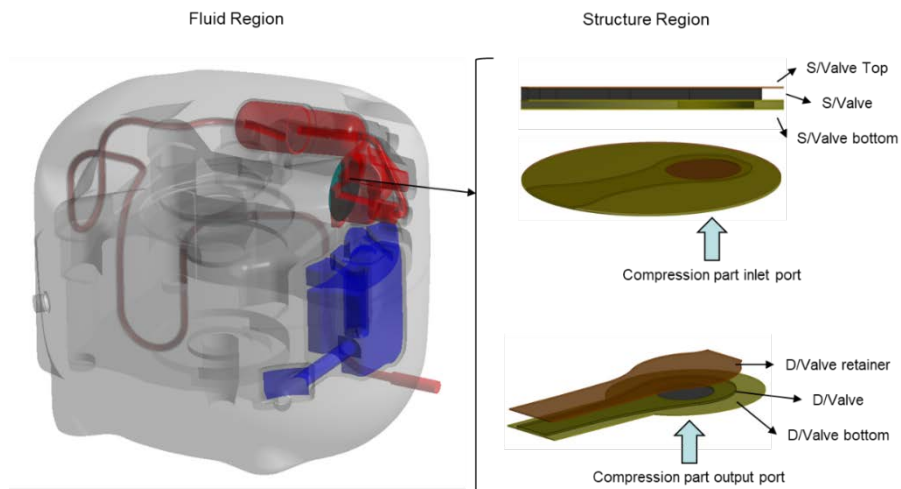


Figure 4.1 내부 거동 해석 형상 (왼쪽:유체 영역, 오른쪽:구조 영역)

4.3 수치 해석 조건

4.3.1 해석 방법

모델 해석을 위하여 유한체적법을 토대로 한 전산유체역학 프로그램인 ANSYS CFX와 유한요소법을 토대로 한 구조역학 프로그램인 ANSYS Transient Structural을 사용하였다. 유동 해석에서 왕복동 압축기 내부의 복잡한 유동 형상의 모사에 적합한 Mentor[47]의 2 방정식 난류 모델인 $k-w\text{ sst}$ 모델을 사용하였다. 공간 차분화 오차를 최소화하기 위하여 Barth[48]의 고해상도 풍상 차분 기법(high resolution upwind scheme)을 적용하였고, 시간 차분화는 2차 역방향 오일러 기법(second order backward euler)을 적용하였다. 왕복동 압축기 거동 과정을 모사하기 위해서는 전체 시간에 대한 비정상 해석을 수행해야 한다. 왕복동 압축기의 주된 소음 영역인 5 kHz 이내 영역을 포함하며, 유동-구조 연성 해석에서 격자의 안정성을 보장하기 위하여 비정상 계산 시 시간 단계 크기는 2×10^{-5} 초로 하여 샘플링 주파수를 50 kHz, Nyquist 주파수를 25 kHz로 정하였다. 구조 해석에서는 희소 행렬 직접 해석(sparse matrix direct solver)으로 해석을 진행하였다. 또한 비정상 해석을 진행해야 하는 압축기 거동의 수렴을 위해 다주기(4주기) 해석을 수행하였다. 본 장에서의 왕복동 압축기 내부 거동 해석을 위해서 Intel Xeon Gold 5120 CPU (2.20GHz)의 28노드를 기준으로 140시간 가량의 계산 시간이 소요되었다.

4.3.2 초기/경계 조건 및 그리드 시스템

왕복동 압축기 내부 거동 계산에 있어 구성된 격자를 Figure 4.4부터 Figure 4.8까지 나타내었다. 계산 격자는 유동장에 대하여 정렬 격자와 비정렬 격자를 혼합하여 구성하였다. 비교적 단순한 구조를 갖는 파이프 및 압축 실린더, 토출 챔버 영역은 정렬 격자를, 그 외 영역은 비정렬 격자로 구현하였고, 각 영역의 인터페이스(interface)을 등각 격자(conformal mesh)로 구성하여 내삽(interpolation)에 의한 오차를 생성하지 않게 하였다. 피스톤 운동에 의한 압축 실린더 내부의 유동 정확도를 고려하기 위해 흡입 밸브를 포함한 실린더 영역을 초기 피스톤 높이 (0.3mm)에 대해 31개의 층으로 구성하였다. 토출 밸브를 포함한 토출 영역은 16개의 층으로 구성하였다.



Figure 4.4 압축기 내부 격자 (전체 영역)



Figure 4.5 압축기 내부 격자 (내부 캐비티 제외 영역)

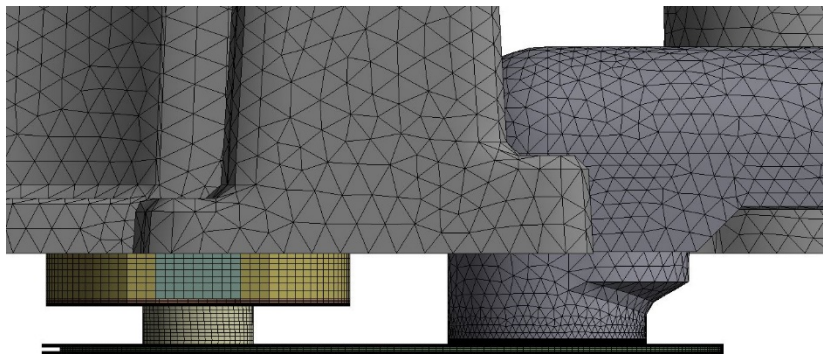


Figure 4.6 압축기 내부 격자 (압축 실린더 영역)

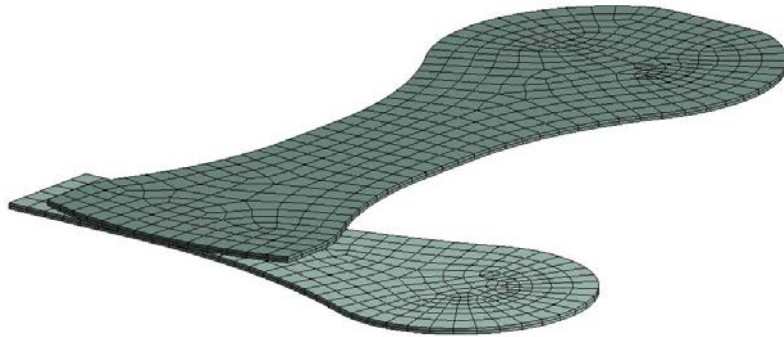


Figure 4.7 압축기 구조 해석 격자(밸브)

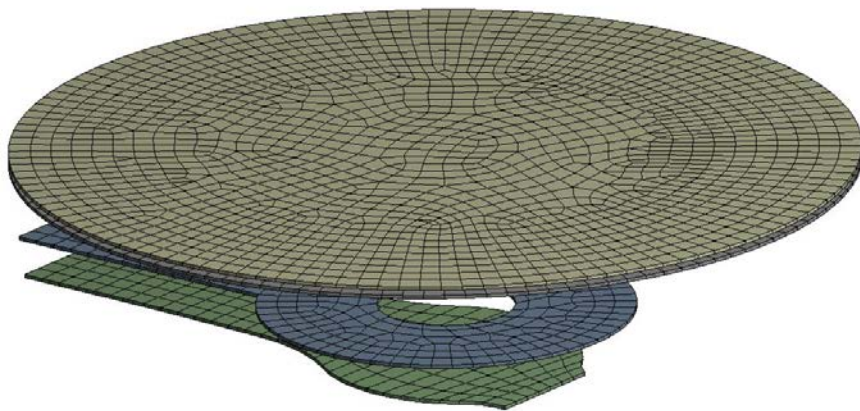


Figure 4.8 압축기 구조 해석 격자(밸브 바닥, 밸브 윗면)

유동 경계 조건으로 왕복동 압축기 입구는 압축기에서 형성되는 압력 맥동에 의해 형성되는 역류를 고려할 수 있는 열림(opening) 경계 조건을 적용하였으며 왕복동 압축기 흡입 설계 압력을 적용하였다. 압축기 출구 또한 열림 경계 조건을 적용하였으며 왕복동 압축기 토출 설계 압력을 적용하였다. 피스톤 경계면에 대해서는 앞서 2장(이론 검토)에서 유도한 피스톤 변위 식을 적용하였다. 유체-구조 연성 해석의 경계면인 밸브에 대해서는 벽면 경계 조건(wall boundary condition)을 적용하였고, 연성 해석을 위해 밸브 면을 유체-구조 연성 경계를 적용하였다. 그 외 영역에 대해서는 벽면 경계 조건을 적용하였다. 또한 비정상 유동을 제어하기 위해 밸브와 밸브 바닥 사이의 영역에 오일 물성을 적용하였다.

구조 경계 조건으로는 흡입/토출 밸브의 지지부에 고정 경계(fixed boundary)를 적용하고, 그 외 영역은 자유 경계(free boundary) 및 유체-구조 연성 경계를 적용하여 유동 해석에서 추출된 외력에 의한 밸브의 거동을 모사할 수 있게 적용하였다. 또한 각 밸브(흡입, 토출)의 이상 변위를 제어하기 위해 밸브의 윗면과 아랫면에 마찰 접촉(frictional contact) 조건을 적용하고, 간격은 0mm로 접촉이 가능하게 구현하였다.

4.4 내부 거동 해석 결과

왕복동 압축기의 피스톤 운동에 따른 압축 펌프의 압력을 이론 선도와 실험 측정치와 비교한 것을 Figure 4.9에 나타내었다. 전반적으로 해석은 압축, 팽창 과정에서 이론 선도와 유사하게 거동하는 것을 확인할 수 있으나, 실험의 경우 압축 과정에서는 이론 선도와 유사하지만 팽창 과정에서는 압력이 이론 선도보다 늦게 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이 오차는 외부 요인이 모두 제어된 수치해석과는 달리 실험에서는 토출 밸브에서의 압력 누수, 피스톤과 피스톤을 감싸는 구조의 틈에 의한 압력 누수를 비롯하여 외부 요인에 의해 발생하는 것으로 판단된다.

실험과 해석의 결과 모두 설계된 토출 압력보다 높게 형성되는 과압축이 발생한다. 이는 압축 과정을 거쳐 토출이 시작 될 때 토출 유로(토출 밸브와 토출 밸브 바닥 사이의 간격)는 0에 가깝기 때문에 밸브가 거동 보다 더 큰 압축이 발생한다는 일반적인 압축기에서 보이는 특성이다. 과압축의 영향으로 팽창 과정에서 이론 선도보다 늦게 팽창이 시작된다.

흡입 과정에서 압축 펌프 내 압력은 흡입 압력에서 물결치듯 거동하는데 이는 흡입 밸브의 거동과 관계가 있다. 흡입 압력 보다 낮을 때 흡입 밸브가 거동하기 때문에 압력이 흡입 압력보다 낮게 형성되고 흡입 밸브를 통해 저압의 냉매가 유입되면서 압력이 높아지는 거동을 보인다. 이 거동은 흡입 밸브가 열리는 만큼 반복되며, 흡입 과정이 진행하면서 피스톤의 속도가 낮아지기 때문에 그 정도는 작게 형성된다.

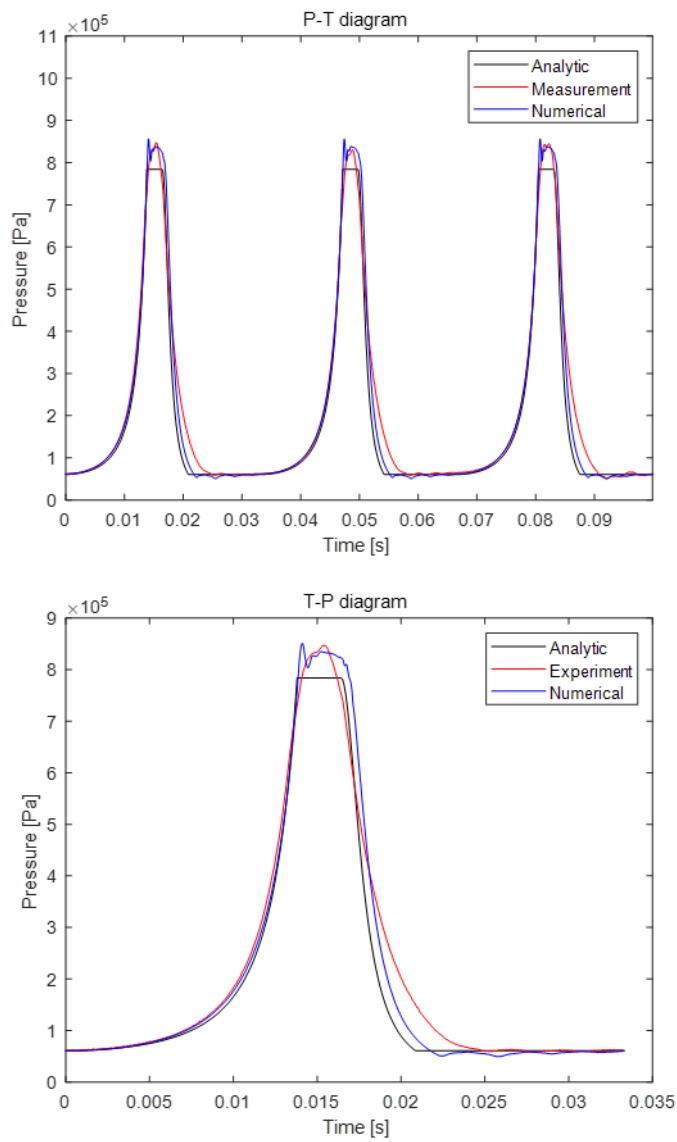


Figure 4.9 압축 실린더 압력 선도(위쪽: 3주기, 아래쪽: 1주기)

다음으로 압축기 거동에 따른 흡입/토출 밸브의 거동을 살펴 보면, Figure 4.10에 나타난 것처럼 흡입 밸브는 총 4~5회 열림/닫힘을 보이고, 토출 밸브는 한번 거동 하는 것을 확인할 수 있다. 실험에서 흡입/토출 밸브의 변위를 측정하는 방법은 Figure 4.1 에서 확인한 것처럼 토출 챔버에 구멍을 뚫어 거리 센서를 사용했기 때문에 밸브의 변위를 파악하기 위해 밸브는 보의 굽힘 모션으로 간주하여 보정하였다. 이에 따라 해석에서의 밸브 변위 또한 실험에서 보정한 위치에 대해 변위를 나타내었다. 흡입 밸브의 첫 번째, 세 번째 열림에 대해 실험과 매우 유사한 결과를 얻었으나 두 번째, 네 번째 열림에 대해서는 다소 오차가 존재했다. 이에 대해 해석 결과의 각 열림의 최대 변위와 실험에서의 각 열림의 최대 변위의 평균과의 오차율을 계산한 결과 첫 번째, 세 번째 열림의 경우 각각 0.2935%, -0.2182%로 실험과 매우 유사한 반면, 두 번째, 네 번째 열림의 경우 각각 25.1689%, -19.4842%로 크게 나타났다. 이는 해석에서 오일에 의한 물성치를 밸브와 밸브 바닥 사이의 유동 제어를 위해 동점성 계수를 적용했지만 점착력에 대한 구현이 되지 않았기 때문에 발생하는 오차이다. 그러나 실험 환경에서 밸브의 변위를 측정하는 방법은 앞서 설명했듯이 보의 굽힘으로 가정하여 보정했기 때문에 실제 리드 밸브의 모양에 대해 정확히 보정한 값이 아니기 때문에 실질적인 오차는 적을 것으로 예측된다. 토출 밸브의 경우 닫힘에 대해 닫힘 지연이 발생했는데 이는 과압축에 의한 영향으로 토출 밸브가 늦게 닫히는 것을 확인할 수 있다.

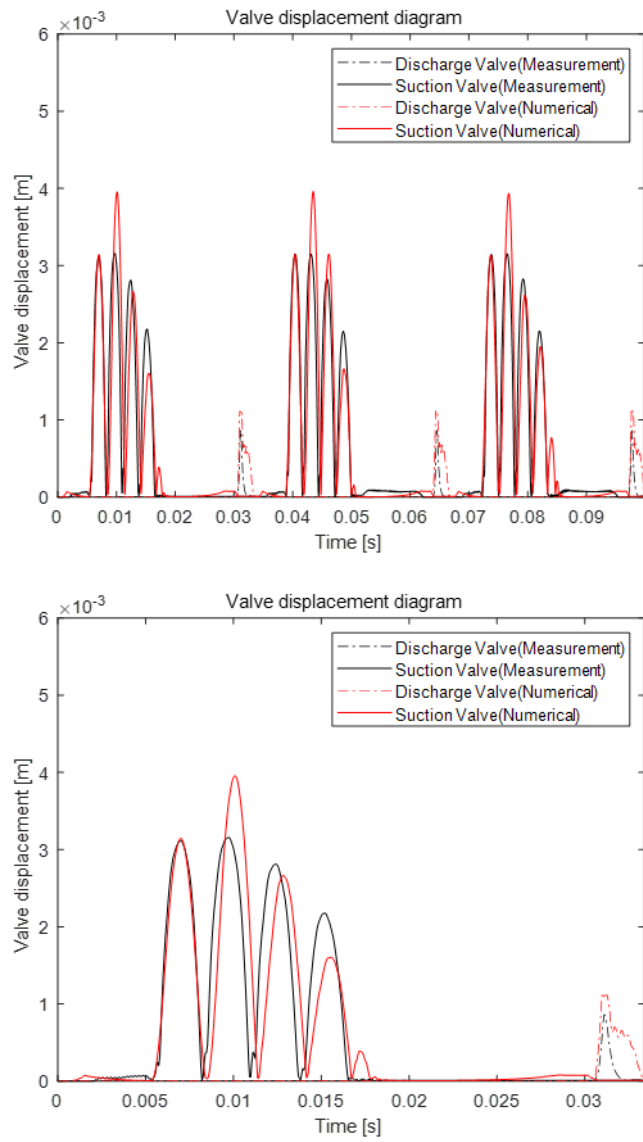


Figure 4.10 흡입 밸브, 토출 밸브 거동 결과 (위쪽: 3주기, 아래쪽: 1주기)

밸브 거동에 발생하는 유동 분포를 확인 하기 위해 흡입 밸브와 토출 밸브의 유입구에 대한 속도 벡터를 확인해 보았다. Figure 4.11부터 Figure 4.14까지 흡입 밸브 각 열림 구간에 따른 속도 벡터를 나타내었고, 토출 밸브의 열림 구간에 따른 속도 벡터는 Figure 4.15에 나타내었다. 흡입 밸브의 첫번째 열림 거동 상황에서 강한 와류가 발생하는 것을 알 수 있고, 흡입 밸브의 비틀림에 의해 완벽한 대칭은 아니지만 전반적으로 흡입 밸브 주위로 발생된 와류는 흡입 밸브의 양 옆으로 대칭적인 구조를 가지는 것을 확인하였다. 흡입 밸브의 두번째 열림부터 생성되는 와류 강도는 서서히 감소하기 시작하는데, 이는 토출 과정이 완료되고 팽창 과정을 통해 만들어진 균일화 된 유동장에 흡입되는 유입류는 첫번째 흡입 밸브 열림이 가장 큰 영향을 미치고, 두번째 열림부터는 직전 열림에 의해 만들어진 유동장과 합쳐지기 때문이다. 즉 흡입 밸브의 거동에 의해 흡입 머플러의 압력 맥동이 발생하는데 첫 번째 열림에서의 압력 맥동이 가장 크게 기여한다고 볼 수 있으므로 본 연구에서 확인하고자 하는 유동 소음에 대해서 두번째 열림부터는 큰 영향은 없다고 판단할 수 있다.

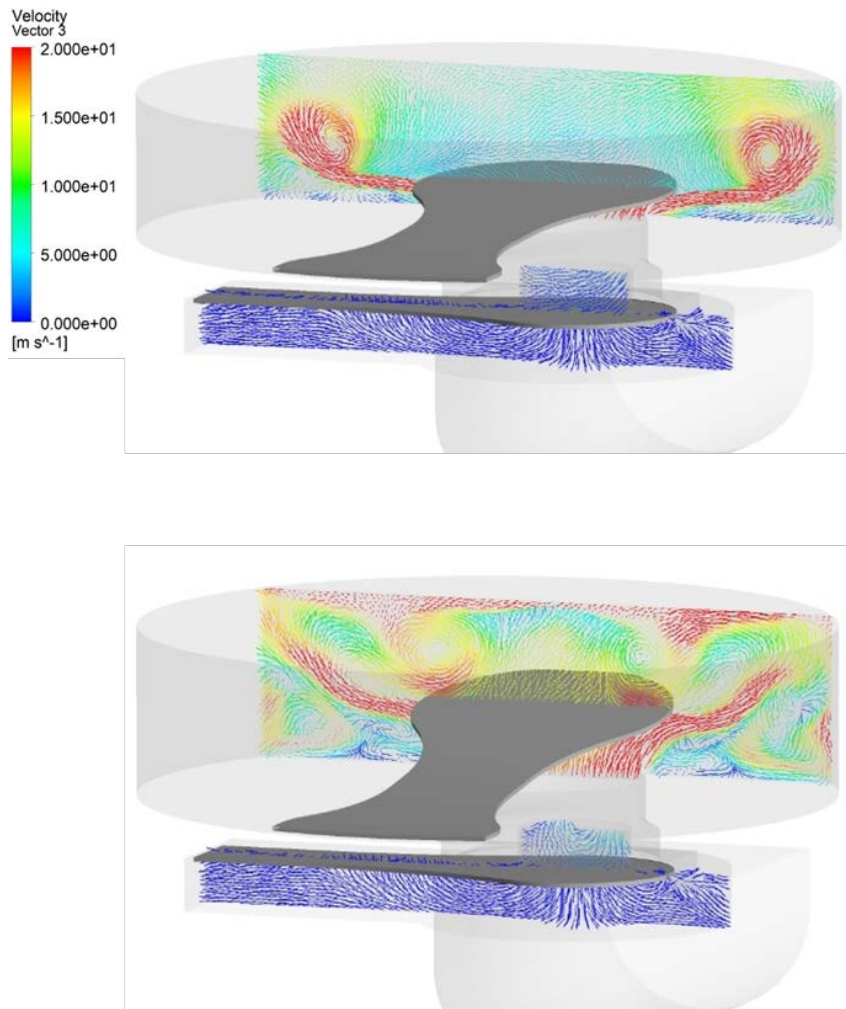


Figure 4.11 압축 실린더 속도 벡터 (첫번째 열림 구간)

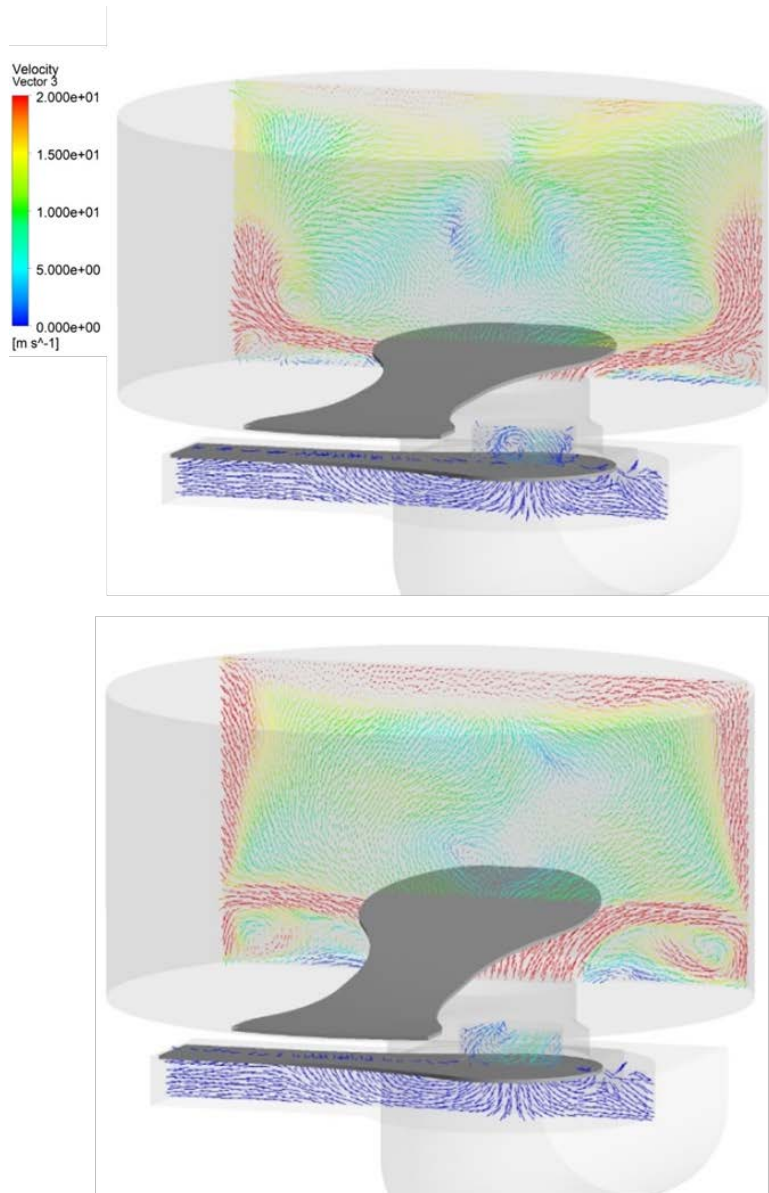


Figure 4.12 압축 실린더 속도 벡터 (두번째 열림 구간)

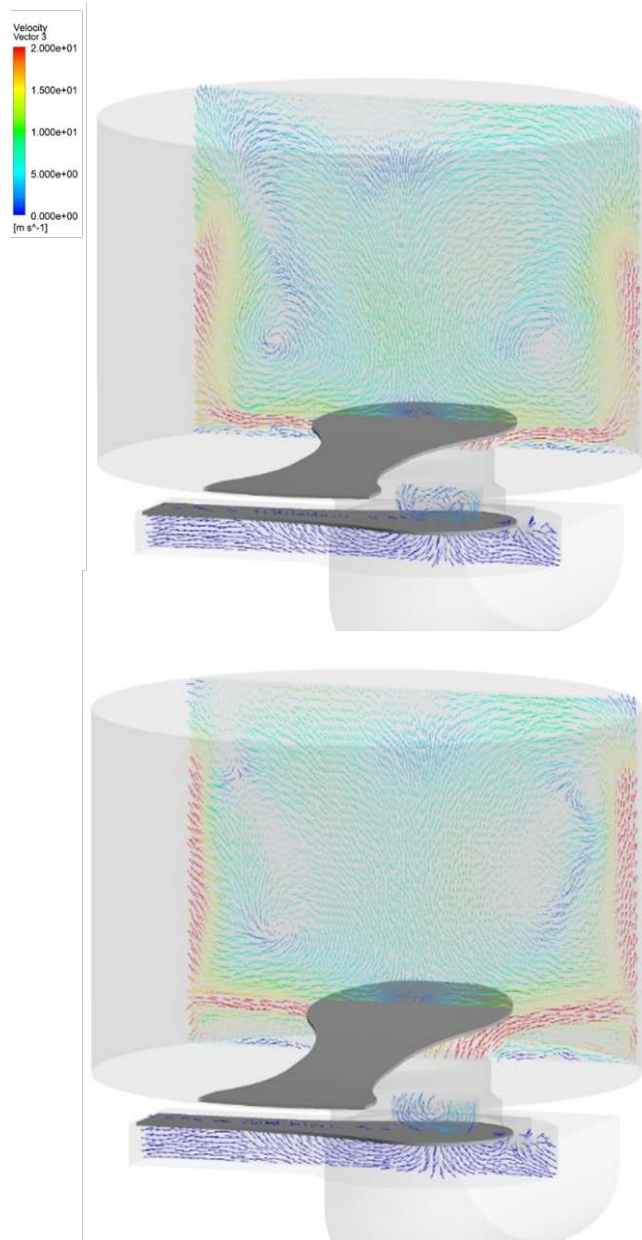


Figure 4.13 압축 실린더 속도 벡터 (세번째 열림 구간)

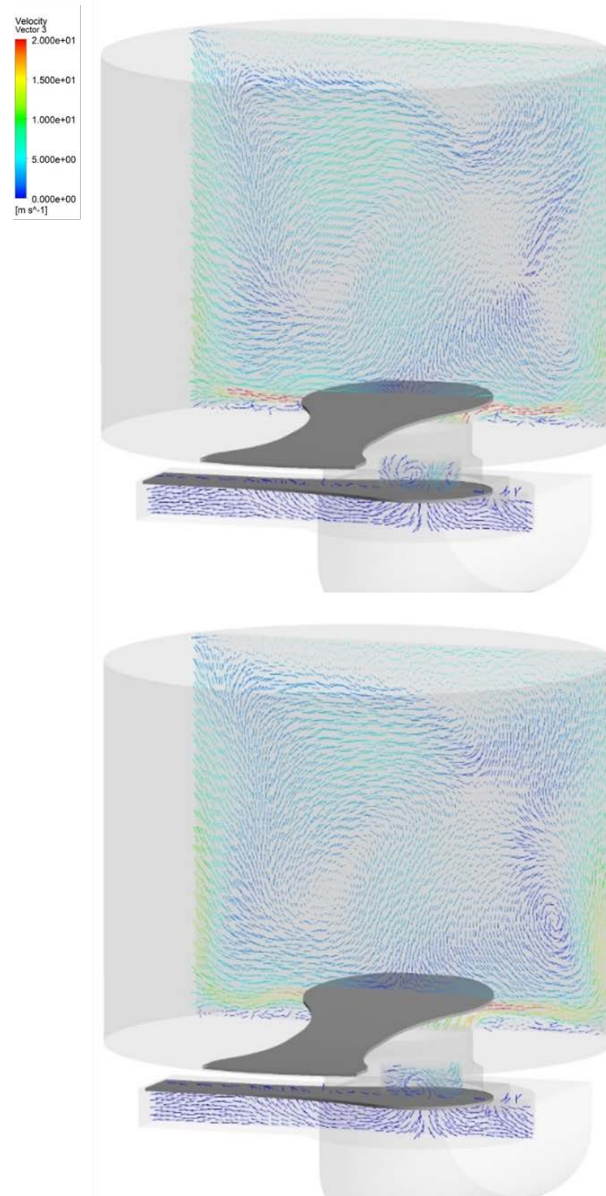


Figure 4.14 압축 실린더 속도 벡터 (네번째 열림 구간)

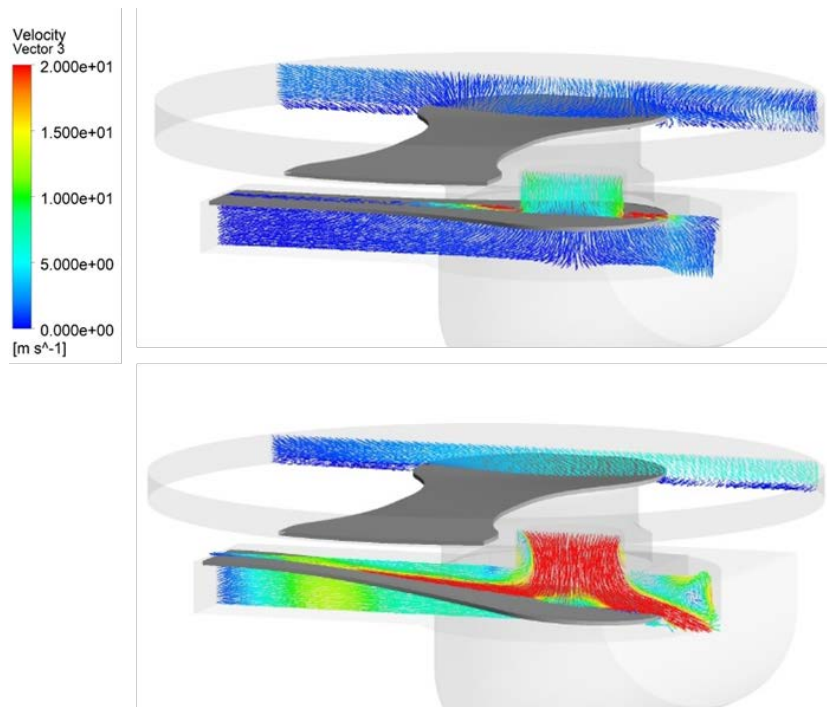


Figure 4.15 토출부 속도 벡터 (토출 밸브 열림 구간)

다음으로 압축기의 흡입 머플러 입/출구에 대한 스펙트럼 결과와 소음저감(Noise reduction)을 Figure 4.17, Figure 4.18 에 나타내었다. 흡입 머플러는 왕복동 압축기의 주된 유동 소음원인 흡입부에 설치된 머플러로 흡입 밸브의 거동으로 형성되는 소음을 저감하여 압축기 내부 캐비티로 전달하는 역할을 한다. 때문에 흡입 머플러의 입구, 출구는 냉매 흐름에 따른 입구, 출구가 아닌 소스 기준으로 Figure 4.16와 같이 입구, 출구로 정의한다. 흡입 밸브 거동에 의한 압력 맥동은 약 300Hz, 600Hz, 900Hz에서 높은 성분으로 생성 되는 것을 확인할 수 있고 흡입 머플러를 지나 압축기 내부 캐비티로 전달되는 압력 맥동은 300Hz와 600Hz에서 높은 성분을 나타냄을 확인할 수 있다. 이에 대한 흡입 머플러에 의한 소음 저감 분석을 통해 전대역에서 25dB이상의 소음 저감을 보이며, 1000Hz에서 2500Hz까지의 대역에 대해 소음 저감이 약 40dB정도 보이는 것을 확인했다.

추가로 유한 요소를 통해 흡입 머플러에 대해 최초 6개의 음향 모드를 확인한 결과 Figure 4.19, Figure 4.20과 같은 음향 모드가 확인되었다. 이는 소음 저감 결과에서 확인 할 수 있듯이 소음 저감이 작게 나타나는 주파수이며 이는 유동 소음의 영향을 미칠 것으로 판단된다.

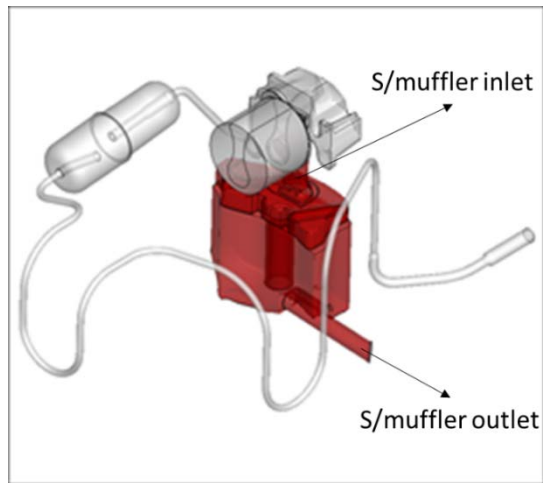


Figure 4.16 흡입 머플러 입/출구 위치

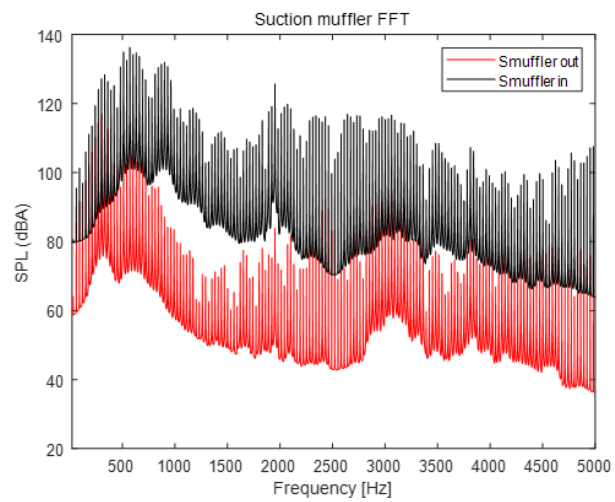


Figure 4.17 흡입 머플러 입/출구에서의 소음 스펙트럼(FFT)

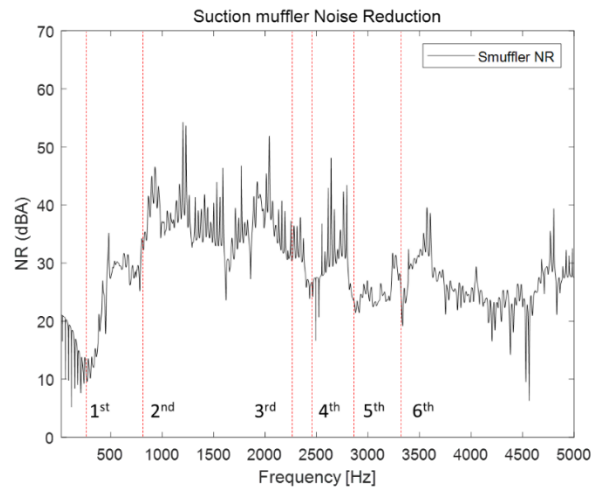


Figure 4.18 흡입 머플러의 소음 저감(Noise reduction)

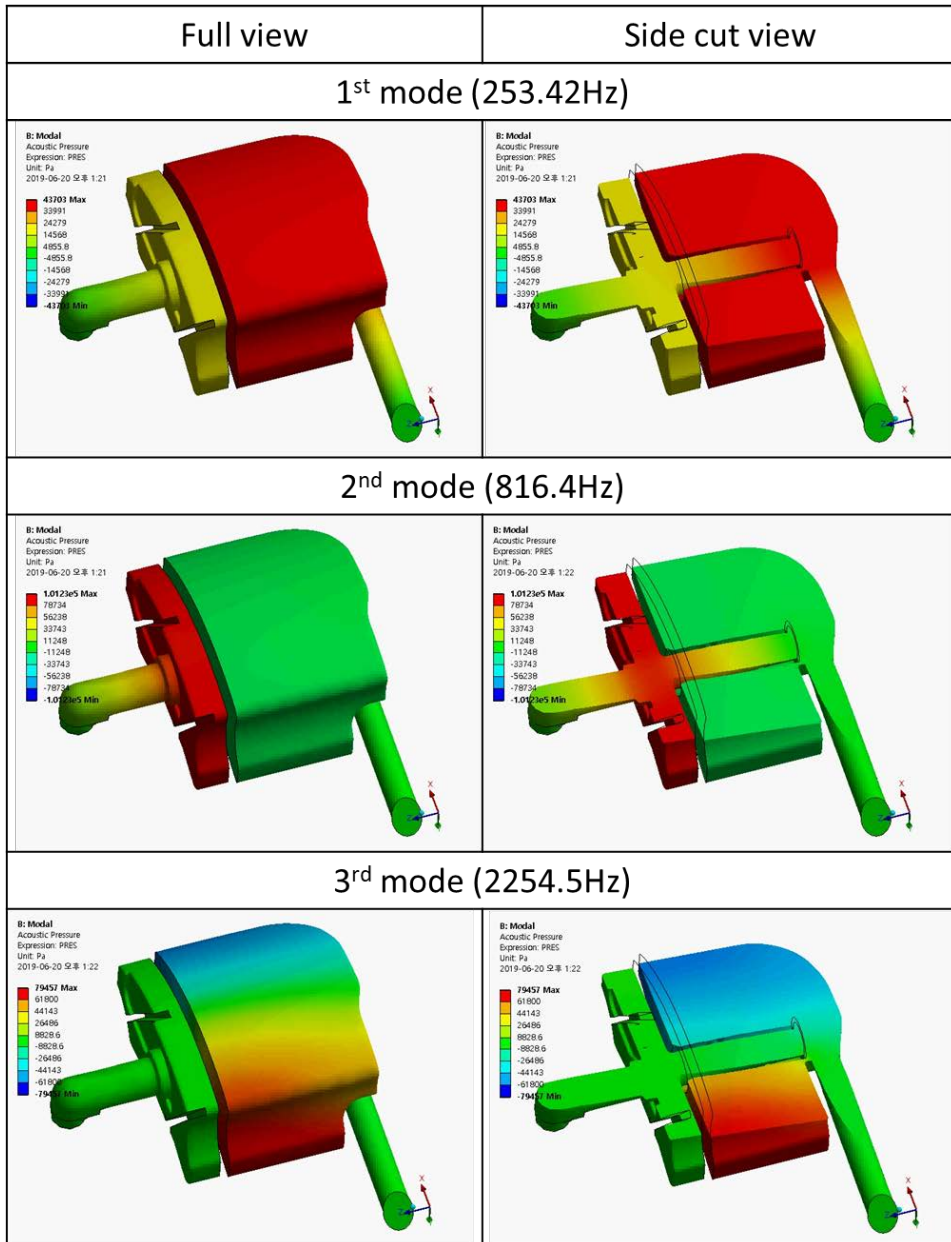


Figure 4.19 흡입 머플러의 음향 공명 모드 (1st 모드에서 3rd 모드까지)

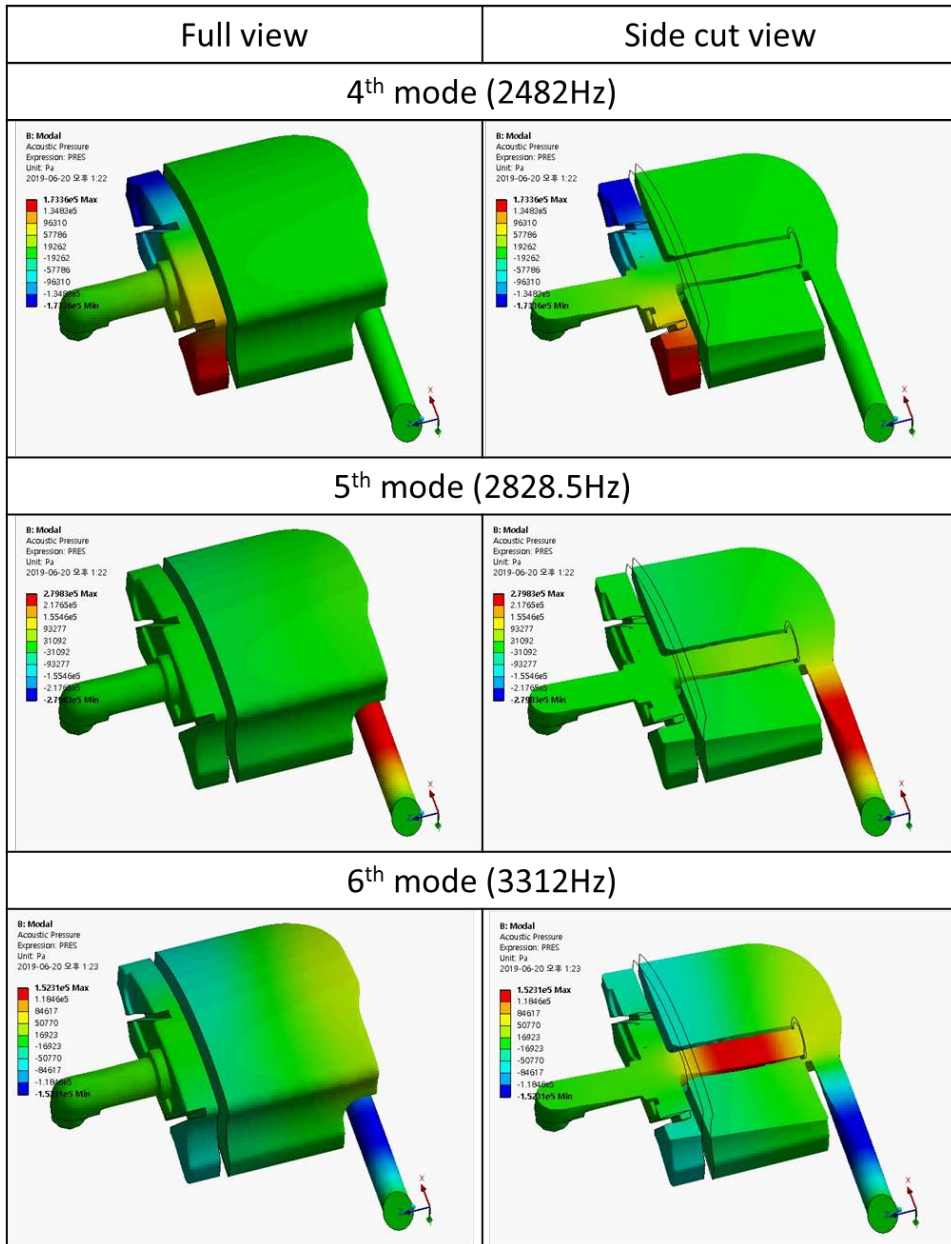


Figure 4.20 흡입 머플러의 음향 공명 모드 (4th 모드에서 6th 모드까지)

왕복동 압축기의 거동 중에 발생하는 압력 맥동은 셸을 통해 외부로 방사되는데, 방사되는 유동 소음에 대한 셸 표면에 맺히는 맥동에 대한 에너지 분포를 확인할 필요가 있다. 일반적으로 표면 에너지에 대한 분포 연구는 실험적인 방법으로 근접장 음향 홀로그래피(Near-field Acoustic Holography, NAH) 방법을 이용하나 본 연구에서는 수치 해석의 결과를 이용하기 위해 POD 기법을 사용하여 에너지 분포를 확인하였다.

POD 기법은 1943년 Kosambi[49]에 의해 개발된 기법으로 다른 분야에서는 Singular Value Decomposition (SVD) 혹은 Principal Component Analysis (PCA)로 알려져 있다. POD 기법은 시간에 따른 유동 구조를 분석하기 위해 사용될 수 있는 기법으로 Lumley[50], Holmes[51], Sirovich[52]에 의해 유체 역학 분야에 적용되었으며, 이외에도 이미지 처리, 신호 처리, 데이터 압축, 해양학 분야에서도 폭넓게 이용되는 기법이다. POD의 주요 아이디어는 데이터에 대한 분석을 위해 유동에서 공간 상관(spatial correlation)을 이용하는 것이다. 유동 영역은 영역 내의 관심 물리량에 대해 공분산 연산자의 대각화 절차를 통해 얻은 다른 공간 모드의 중첩으로 분해된다. 다음은 POD 기법의 수학적 정의를 간략하게 요약한 것이다.

2차원 영역에서의 스칼라 변수 $u(r, t)$ 에 대해(r 은 2차원 벡터 (x, y)) POD는 다음과 같이 정의된다.

$$u(r, t) = \sum_j a_j(t) \phi_j(r) \quad \text{with} \quad a_j(t) = (\phi_j | u) := \int dr \phi_j^*(r) u(r, t) \quad (4-1)$$

여기서 ϕ_j 는 공분산 연산자의 직교 고유 함수 (POD 모드) 이다.

$$\int dr' \langle u(r, t) u^*(r', t) \rangle_t \phi_j(r') = \lambda_j \phi_j(r) \quad \text{with} \quad \lambda_1 > \lambda_2 > \dots \quad (4-2)$$

식 (4-2)는 일반적으로 이산 공분산 행렬 $C_{ij} = \langle u_i(t) u_j^*(t) \rangle_t$ 의 고유값 문제에 의해 근사된다. 여기서 u_k 는 k 번째 격자에서의 u 값을 나타낸다.

이제 최초 N 개의 모드에 의해 필드의 $u(r, t)$ 를 근사할 수 있다.

$$\hat{u}^{(N)}(r, t) := \sum_{j=1}^N a_j(t) \phi_j(r), \quad a_j(t) = (\phi_j | u) \quad (4-3)$$

이를 함수 제곱의 합(또는 적분)은 변환 제곱의 합(또는 적분)과 같다는 파시벌(Parseval) 정리에 의해 다음과 같이 에너지 합을 나타낼 수 있다.

$$\langle \|u(r, t)\|^2 \rangle_t := \left\langle \int dr |u(r, t)|^2 \right\rangle_t = \sum_{j=1}^{\infty} \langle |a_j|^2 \rangle_t \quad \text{and} \quad \langle |a_j(t)|^2 \rangle_t = \lambda_j \quad (4-4)$$

또한 N 번째 모드까지의 에너지 비율을 다음과 같이 나타낼 수 있다

$$R_{\text{energy}} = \frac{\sum_{j=1}^N \lambda_j}{\sum_{j=1}^{\infty} \lambda_j} \quad (4-5)$$

Figure 4.21은 셀 내부 표면에서의 압력에 대한 POD 모드로 최초 네번째 모드 까지를 나타낸 것이다. 각 모드의 에너지 비율은 Figure 4.22에 나타내었고 첫번째 모드부터 에너지 비율은 81%, 13%, 2%, 1%로 네번째 모드까지의 에너지 합이 약 97%의 에너지 비율을 나타내고 있다. 또한 각 모드의 개형을 보면 압축기 입구 주변에서 에너지가 집중됨을 확인할 수 있다. 이는 압축기 거동중 흡입 밸브의 열림과 동시에 압축기 흡입 파이프와 흡입 머플러 사이의 유동 성분에 의한 압력 맥동이 압축기 외부로 방사되는 소음의 주된 소음원임을 확인할 수 있다.

또한 POD 분석을 통해 왕복동 압축기의 소음 저감 방안에 있어 내부 구조물의 형상 변경의 목적이 압축기 토출부 제어 보다는 흡입부의 압력 맥동을 제어하는 방식으로 진행되어야 효과적인 소음 저감 효과를 볼 수 있음을 정석적으로 판단 할 수 있다.

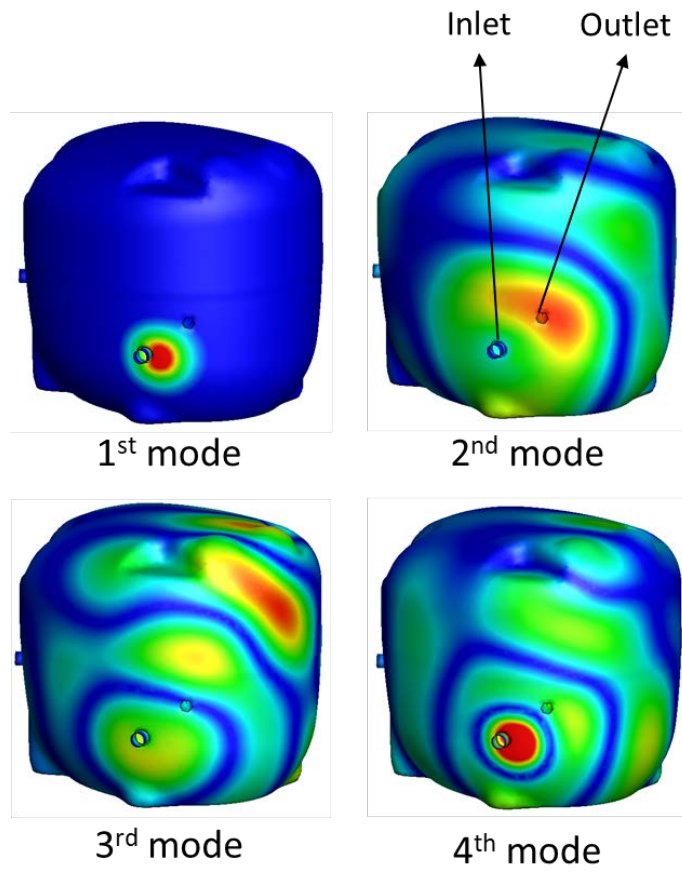


Figure 4.21 왕복동 압축기 셸에 맺히는 압력의 POD 분석

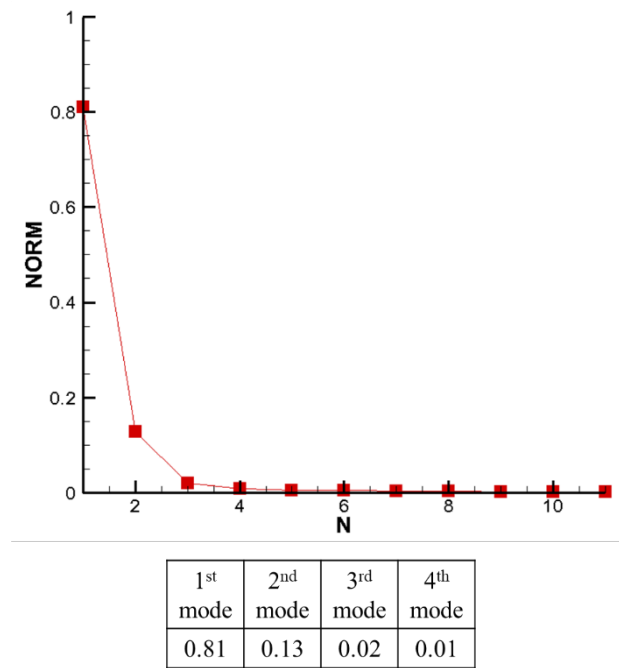


Figure 4.22 왕복동 압축기 셀에 맺히는 압력의 POD모드 별 에너지 분포

5. 왕복동 압축기 소음 방사 예측

본 장에서는 앞서 예측된 왕복동 압축기의 내부 거동 예측 결과를 이용하여 외부로 전파되는 소음의 예측을 진행하였다. 내부 거동 예측과 마찬가지로 검증을 위해 LG전자 L&A연구센터에서 수행한 소음 측정 결과를 이용하였다.

5.1 검증용 소음 측정 결과

앞서 설명한 것처럼 왕복동 압축기에서 발생하는 소음은 구조, 유동의 복잡한 상호작용으로 발생한다. 때문에 소음 특성도 유동에 의한 소음, 구조에 의한 소음으로 분류할 수 있는데, 본 연구에서는 유동에 의한 소음에 초점을 맞춰 진행 되었으므로 측정 결과와의 비교를 위해 먼저 측정 결과의 분석이 필요하다. 이에 본 연구에서 진행한 왕복동 압축기 소음 방사 예측 결과를 확인하기 전에 측정에 의한 소음 분석을 해당 연구의 저작권에 침해되지 않는 범위에서 간략히 분석하였다. 측정은 앞서 명시한 바와 같이 LG전자 L&A연구센터에서 진행되었다.

왕복동 압축기에서 발생하는 소음원을 분석하기위해 압축기 내부에 센서를 부착한 실험인 내부 거동 측정과, 외부 소음 측정을 추가로 수행하였다. Figure 5.1은 측정에 사용된 압축기 시료이며, Figure 5.2는 측정 방법에 대한 도식이다. 측정은 30 *rps*에 대해 수행되었다.

소음원 분석을 위해 압축기 셀에 부착한 가속도계에 대한 진동 신호와

압축기 외부에서 마이크로폰을 이용하여 측정한 소음 신호를 분석하였다. 압축기는 거동 과정에서 흡입/압축/토출/팽창이 발생하기 때문에 시간에 따른 주파수 특성 분석을 해야 정확한 결과를 분석할 수 있다. 때문에 STFT(Short Time Fourier Transform)을 이용하여 압축기 거동 과정에 따른 주파수 분석을 진행하였다. Figure 5.3은 압축기 셀의 진동 신호에 대한 측정 결과를 나타낸 것이다. 결과에서 보이는 바와 같이 압축기 셀의 진동 신호는 토출 밸브가 열릴 때 3000 Hz 이상의 대역에서 강하게 발생하는 반면 흡입 밸브의 거동 중에는 충격 신호의 영향이 없는데 이는 토출 밸브와 흡입 밸브의 구조적 특징으로 원인을 찾을 수 있다. 흡입 밸브는 실린더 내부에 설치되기 때문에 밸브의 최대 변위를 제한하는 리테이너를 설치할 수 없는 반면, 토출 밸브 실린더 외부에 설치가 되고, 고압으로 토출되는 냉매로 인한 토출 밸브의 파손을 방지하기 위해 리테이너를 설치한다. 때문에 흡입 밸브는 실린더 압력에 의해 자연스럽게 밸브의 개/폐가 반복되기 때문에 충격이 발생하지 않고, 토출 밸브가 열릴 때에는 토출 밸브가 리테이너와 부딪혀 충격이 발생하게 된다. 셀의 구조적 응답 모드를 확인하기 위해 유한 요소 기법(Finite Element)을 이용하여 모드를 분석하였다. Figure 5.4와 같이 구조 모드 확인 결과 3600 Hz 이상에서 셀의 구조 모드가 형성됨을 확인하였고, 이를 통해 3000 Hz 이상에서 발생하는 신호는 토출 밸브의 충격에 의한 셀의 구조 진동 모드임을 확인하였다.

다음으로 압축기의 방사 소음을 측정한 결과이다. 소음은 압축기에서 30 cm 떨어진 지점에서 측정하였다. Figure 5.5는 소음 측정 결과를 나타낸다. 압축기 방사 소음 측정 결과 800 Hz , 1600 Hz , 3800 Hz 이상에서 신호가

검출되는 것을 확인하였다. 앞서 확인했던 셀에서의 진동 측정 결과와는 다르게 흡입 과정에서 발생하는 800 Hz 주변의 신호가 검출되었는데, 이는 흡입 과정에서 발생하는 압력 맥동에 의한 소음이며 이에 대해 압축기 내부 캐비티에 대한 모드 해석을 진행하였다. 모드 해석은 앞서 진행했던 셀의 모드 해석과 동일하게 수행하였으며 압축기 캐비티 모드 해석 결과 Figure 5.6과 같이 800 Hz 주변에서 공간에 대한 음향 모드가 발생하는 것을 확인하였다.

종합하면 Figure 5.7에 표시한 것처럼 왕복동 압축기에서 발생하는 소음 특성 중 800 Hz 주변의 소음은 유동에 의한 소음으로 왕복동 압축기의 주요한 소음 성분이며, 3000 Hz 이상의 소음은 구조에 의한 소음으로 토출 밸브가 열리면서 기구부를 충격하게 되고, 이에 따라 셀에 진동이 전달되어 구조 소음이 발생하는 것을 확인하였다.

이 중 본 연구에서는 유동 기인 성분인 800 Hz 대역의 소음을 예측하는 것을 목표로 하였으며, 이어질 내용에서 수치적으로 예측하는 방법 및 예측 결과를 확인하도록 하겠다.



Figure 5.1 왕복동 압축기 측정 시료(왼쪽:내부 거동 측정 시료, 오른쪽:외부 방사 소음 측정 시료) [LG전자]

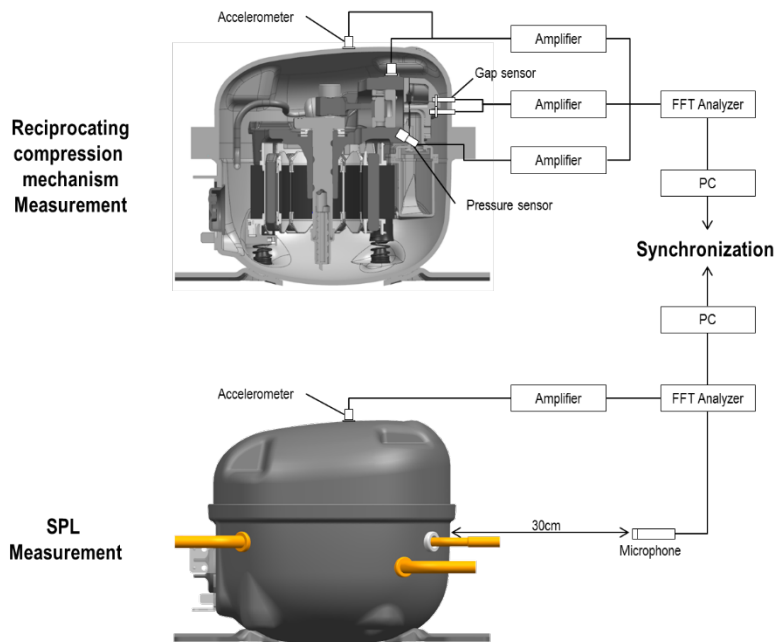


Figure 5.2 왕복동 압축기 내부 거동 측정/외부 소음 측정 방법 [LG 전자]

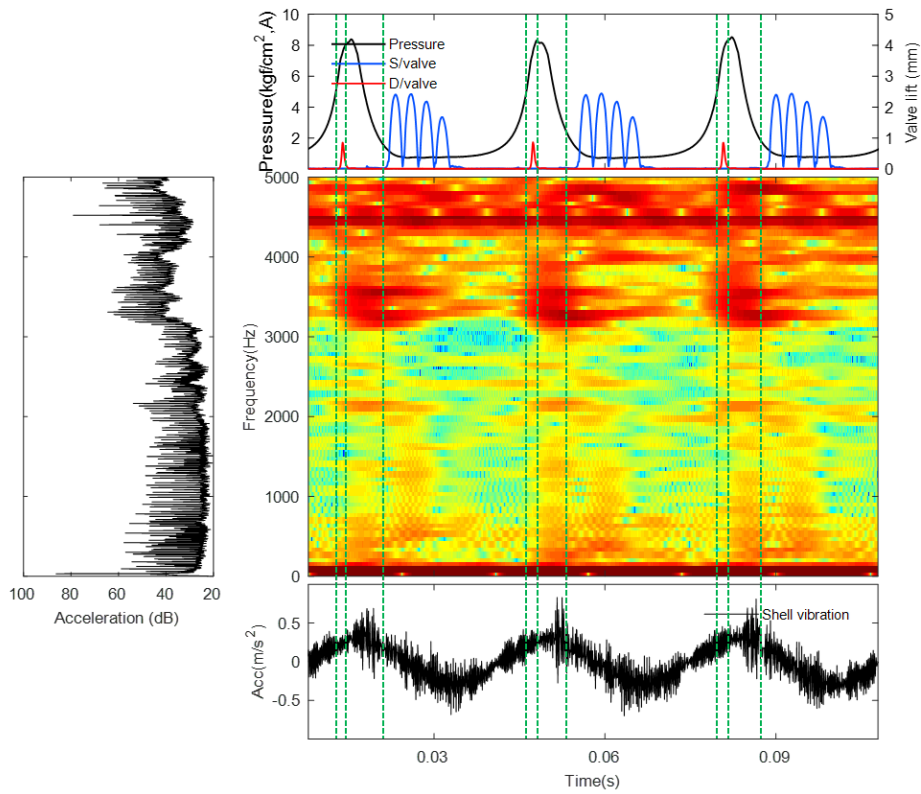


Figure 5.3 셸 진동 측정 결과 (왼쪽:FFT, 위쪽:밸브 거동, 가운데:STFT, 아래쪽:진동 신호) [LG전자]

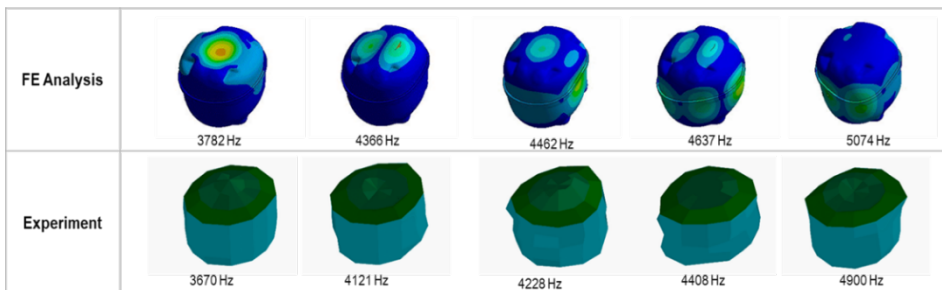


Figure 5.4 압축기 셸 구조 모드 (위쪽:FE 분석, 아래쪽:측정)

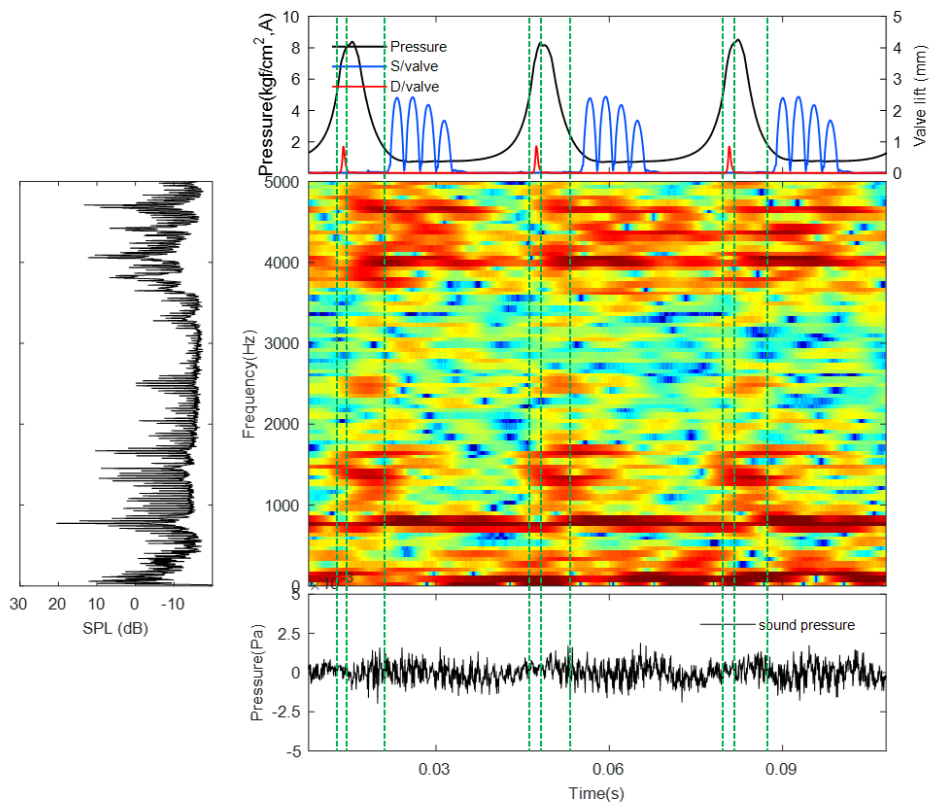


Figure 5.5 소음 측정 결과 (왼쪽:FFT, 위쪽:밸브 거동, 가운데:STFT, 아래쪽:압력 신호) [LG전자]

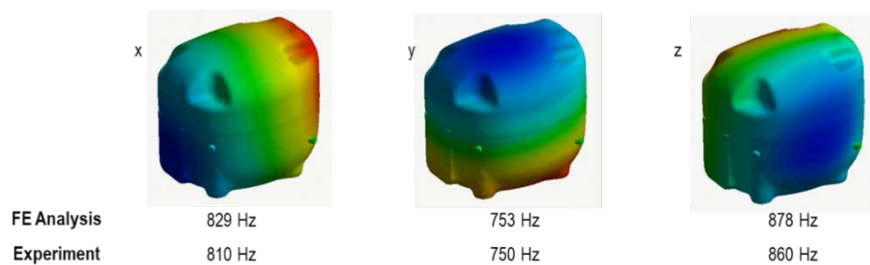


Figure 5.6 압축기 내부 캐비티 음향 모드 (FE 분석, 측정)

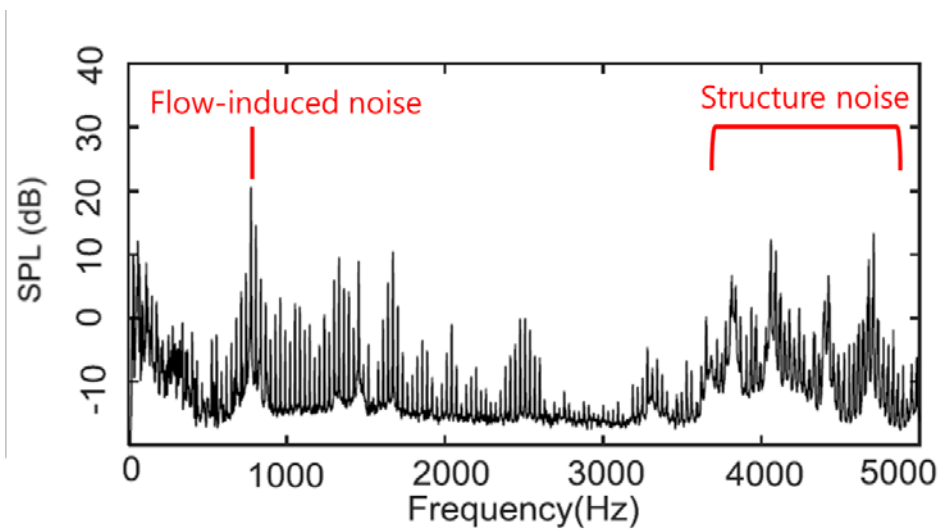


Figure 5.7 왕복동 압축기 소음 스펙트럼 [LG전자]

5.2 해석 형상 및 물성치 정보

왕복동 압축기의 소음 방사 해석에 사용된 왕복동 압축기는 앞서 진행한 왕복동 압축기 모델과 동일한 모델이다. 외부 전파에 대해 고려해야하는 형상은 왕복동 압축기의 외부 형상(셸)이며, 전파를 위해 압축기 외부 전파 영역을 포함하였다.

Figure 5.8과 같이 압축기는 압축기 앞/뒤에 바닥과 결합되는 지지부(mount)를 가지며, 외부 방사 영역은 실험에서 측정한 위치인 압축기에서 30 *cm* 떨어진 영역을 포함하는 반 구를 구성하였다. 외부 방사 해석에 사용된 주요 물성치를 Table 5.1에 나타내었다.

Table 5.1 압축기 셸/공기 물성치

Shell	
Young's modulus	200 <i>GPa</i>
Poisson's ratio	0.3
Density	7,800 <i>kg/m</i> ³
Air	
Speed of sound	340 <i>m/s</i>
Density	1.225 <i>kg/m</i> ³

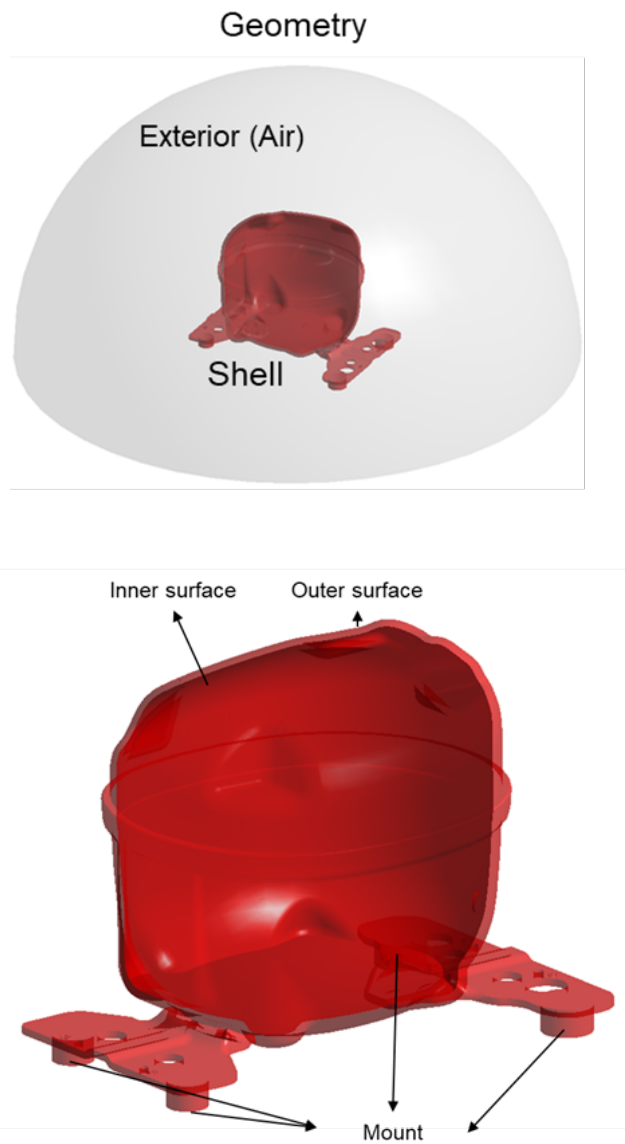


Figure 5.8 외부 방사 해석 형상 (위쪽:전체 영역, 아래쪽:구조 영역(셸))

5.3 수치 해석 조건

5.3.1 해석 방법

방사 해석을 위하여 유한요소기법을 토대로 한 구조 역학 프로그램인 ANSYS Transient Structural과 유한요소기법을 토대로 한 음향 모듈인 ACT Acoustics를 이용하여 구조-음향 상호작용으로 방사 소음을 예측하였다.

왕복동 압축기의 주된 소음 영역인 5 kHz 이내 영역을 포함하며, 시간 단계 크기는 1×10^{-4} 초로 하여 샘플링 주파수를 10 kHz, Nyquist 주파수를 5 kHz로 정하였다. 해석에는 희소 행렬 직접 해석(sparse matrix direct solver)으로 해석을 진행하였다. 본 장에서의 왕복동 압축기 소음 방사 해석을 위해서 Intel Xeon Gold 5120 CPU (2.20GHz)의 28노드를 기준으로 6시간 가량의 계산 시간이 소요되었다.

5.3.2 초기/경계 조건 및 그리드 시스템

왕복동 압축기 유동 기인 소음 전파 계산에 있어 구성한 격자를 Figure 5.9에 나타내었다. 계산 격자는 비정렬 격자로 구성하였다. 압축기 셀의 격자는 이전 내부 거동에서 셀 표면의 격자 크기와 비슷한 수준으로 구성하였다 소스 매핑에 의한 오차를 최소로 하였다. 외부 방사 영역에 대해서는 압축기 셀과 접하는 부분은 셀의 격자 크기와 동일하게 구성하였다.

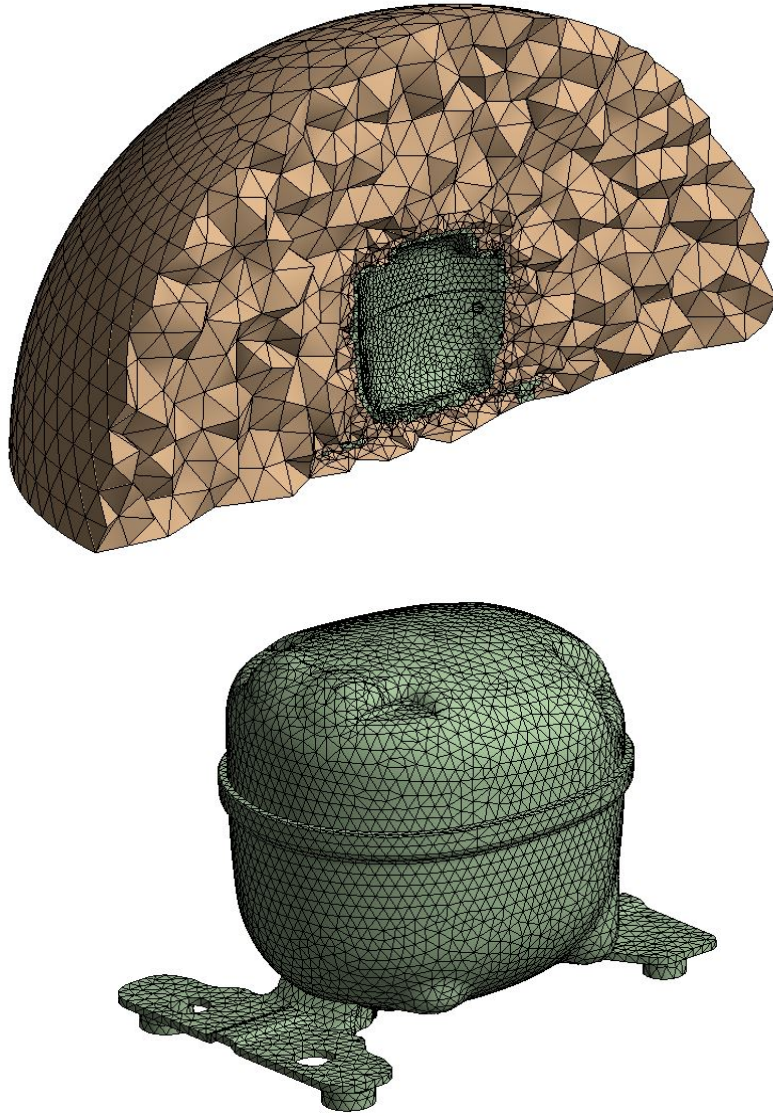


Figure 5.9 외부 방사 해석 격자 (위쪽:전체 영역, 아래쪽:구조 영역(셀))

5.4 외부 방사 예측 결과

왕복동 압축기 방사 소음에 있어 내부 거동 해석에 대한 셀의 표면에서의 압력을 소스로 압축기 셀 내부 표면에 매핑하여 전파를 수행하였다. 셀 표면에서의 압력은 셀을 가진시키며, 가진된 셀에 의해 소음 방사가 이루어지게 된다.

왕복동 압축기 방사 해석은 3주기에 대해 해석을 수행하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다, 먼저 Figure 5.10, Figure 5.11에서 확인할 수 있듯이 왕복동 압축기 거동 중 발생하는 압력 맥동에 의한 압축기의 거동에 대해 분석하였다. 왕복동 압축기는 셀 내부에서 발생하는 압력 맥동에 의해 진동하며, 거동하는 형상은 압축기의 지지부 구조를 기준으로 좌, 우 방향으로 거동하는 것을 확인할 수 있다. 또한 앞에서 확인한 바와 같이 왕복동 압축기 흡입구 부분에 큰 압력 맥동이 발생하기 때문에 추가적인 rotation 거동을 보이는 것을 확인할 수 있다. 이러한 거동은 압축기에서 방사되는 소음의 개형을 유추할 수 있는데 압축기 지지부 구조의 좌, 우 방향으로 소음 방사가 크게 이루어 질 것으로 예측할 수 있다.

이에 대해 소음 전파에 대한 압력장을 확인해 보았고 Figure 5.12에서 나타낸 압축기 외부 공간에 대한 2D 면에 대한 압력장 분포를 Figure 5.13부터 Figure 5.15까지 나타내었다. 먼저 Figure 5.13은 xy평면에 대한 왕복동 압축기의 소음 전파에 대한 결과로 왕복동 압축기에서 발생하는 소음은 왕복동 압축기의 거동에 따라 지지부 구조를 기준으로 좌우로 크게 방사하는 것을 알 수 있고, 왕복동 압축기의 회전 거동에 따라 전파 형상이

보여지는 것을 확인할 수 있다. 소음 전파 특성은 쌍극자 소음 특성을 보이며 회전 모드에 따라 쌍극자 소음의 방향이 바뀌는 것을 확인할 수 있다(Figure 5.16). yz 평면에 대한 압력장과 zx 평면에 대한 압력장을 비교하면(Figure 5.14, Figure 5.15) 지지부 구조 방향에 대해 방사되는 소음은 적은 것을 알 수 있고, 지지부 구조 방향에 대한 수직 방향에 큰 소음 방사가 이루어 지는 것을 확인할 수 있다. xy 평면에 대한 결과와 마찬가지로 소음 방사 특징은 이중극 특성을 가지는 것을 확인할 수 있다.

마지막으로 해석의 정확성을 위해 실험과의 비교를 하였다. 왕복동 압축기 기준 30cm의 거리에서 측정했던 음압 레벨(SPL)에 대해 같은 위치에서 해석한 결과와 비교를 진행하였다(Figure 5.17). Figure 5.18은 해당 지점의 시간에 따라 해석된 음향파 시그널을 나타낸다. 밸브 거동과의 비교를 위해 흡입 밸브의 거동과 함께 나타내었다. 왕복동 압축기 흡입 밸브 거동에 따라 압력 신호가 발생하는 것을 확인할 수 있다.

해석된 신호의 주파수 분석을 위해 FFT를 수행하였고 이를 측정된 신호와의 비교를 Figure 5.19에 나타내었다. FFT분석은 해석에서 수행한 3cycle에 맞춰 실험 데이터 중 3cycle 데이터를 사용하여 비교하였다. FFT분석 결과 앞서 실험에서 규명했던 왕복동 압축기의 유동 소음원인 800 Hz 대역에 대해 실험과 약 1.72 dB A의 오차를 보이는 것으로 정확한 유동 소음 예측이 진행되었음을 확인할 수 있다. 다만 3 kHz 이상의 대역에 대해서는 실험과 큰 차이를 보이는 것을 확인하였는데 이는 본 연구에서는 토출 밸브의 충격에 의한 소음 발생은 고려하지 않았기 때문이다. 그럼에도 불구하고 유동 소음에 대한 정확성을 보이는 이유는 유동 소음과 충격

소음에 대한 소음 발생 메커니즘이 구분되기 때문인데, 구조 충격에 의한 소음은 셸을 직접적으로 가진하여 발생하는 것이고, 압력 맥동에 의한 유동 소음은 셸 내부 캐비티의 음향 공명 모드에 의해 발생하는 것이기 때문이다.

실질적인 음향 발생에 대해 인간의 가청 음압인 $20 \mu Pa$ 을 기준으로 정의되는 음압 레벨은 $0 dB$ 이하의 소음은 인간이 들을 수 없는데, $0 dB$ 이상의 음압 레벨에 대해 확인해보면 왕복동 압축기에서 발생하는 소음은 유동 소음이 주요 하다는 것을 확인 할 수 있고, 본 연구에서 예측한 유동 소음이 왕복동 압축기의 소음 연구에 중요하게 사용 될 수 있을 것이며 추후 구조 소음에 대한 예측 시스템과 연계됐을 때 왕복동 압축기에서 발생하는 전체 소음에 대한 예측이 가능할 것으로 판단된다.

5.5 종합 결론 및 소음 저감 방안 제언

왕복동 압축기에서 발생하는 유동 기인 소음에 대해 앞서 확인한 왕복동 압축기 내부 거동 예측의 결과와 종합적으로 분석해보면 먼저 왕복동 압축기의 압력 맥동은 피스톤 운동에 따른 압축 실린더의 부피 변화로 발생하며, 흡입 과정에서 흡입 밸브의 거동에 의해 맥동이 발생한다. 생성된 압력 맥동은 흡입 머플러를 통해 압축기 내부 캐비티로 전달되는데, 흡입 머플러의 시스템적 특징으로 인해 소음 저감이 발생한다. 압축기 내부 캐비티로 전달된 압력 맥동은 캐비티의 음향 공명 모드에 의해 공명이 발생하며, 공명 모드에 의해 압축기 셸이 가진되어 압축기 외부로 소음을 방사한다. 이때 방사 소음 패턴은 쌍극자 소음원의 전파 특성을 가지며, 압축기 지지부 구조의 형상에 따라 압축기 거동이 크게 일어나는 부분으로 큰 소음 전파 특성을 보인다.

1) 유동 기인 소음원 저감 방안

흡입 머플러 입/출구와 외부 방사 영역의 수음점에 대한 예측 신호를 주파수 분석을 수행한 결과(Figure 4.17, Figure 5.19)를 비교하여 저소음 압축기 개발의 설계 요소를 검토하였다. 먼저 흡입 머플러 입구에서 예측된 주파수 분석 결과는 300Hz, 600Hz, 900Hz의 성분이 크게 발생하는 것을 확인하였고, 흡입 머플러 출구에서 예측된 주파수 분석 결과는 900Hz성분이 크게 감소하여 300Hz, 600Hz의 성분이 크게 내부 캐비티로 전달된다. 반면 외부 방사 예측 및 측정 실험의 결과는 800Hz 대역의

성분이 주요한 유동 기인 성분으로 나타나는데, 이는 압축기 내부 캐비티의 공명 모드에 의한 공명 성분으로 전파가 진행된다. 즉, 왕복동 압축기의 유동 기인 소음은 압축기 내부 캐비티의 공명 모드에 의한 주파수 특성을 가지는 것을 알 수 있고, 압축기 거동 과정에서 발생하는 압력 맥동은 내부 캐비티를 가진시키는 가진력으로 작용하는 것을 파악할 수 있다. 이를 통해 저소음 압축기 설계에 있어 두 가지 소음 저감 방안을 고려 할 수 있다.

첫째, 내부 캐비티의 공명 모드 변경 방법으로 밀폐된 공간의 공명 모드는 공간의 체적에 따라 반비례하는 특징을 가지는데, 흡입 과정에서 생성되는 압력 맥동 성분의 주요 성분을 피해 내부 캐비티의 체적을 변화하는 방법이다. 이때 추가적으로 고려해야 하는 요소는 체적 변화에 따른 압축기 셸의 구조 진동 특성 변화이며 이를 함께 고려한다면 왕복동 압축기의 소음 저감 효과를 얻을 수 있을 것이다.

둘째, 흡입 머플러의 형상 변경을 통한 소음 정감 방안으로, 흡입 머플러의 성능 특성을 전체 영역에 대한 소음 저감이 아닌 타겟 주파수(압축기와 같은 유체 기계에 대해서는 내부 캐비티의 음향 공명 모드 주파수)에 대한 소음 저감 최대화를 설계 요소로 고려하여 흡입 머플러의 형상을 변경한다면 효율적으로 압축기의 소음 저감 효과를 얻을 수 있을 것이다.

2) 유동 기인 소음원 전파 효율 변경 방안

왕복동 압축기 거동에서 생성된 소음은 압축기 셸의 구조 및 지지부

형상에 따라 전파 특성이 달라지는 것을 확인하였다. 본 연구에서 사용된 압축기의 지지부 구조는 압축기의 앞/뒤에 설치되는데, 이러한 형상에 의해 쌍극자 소음원 특성을 가지는 것을 확인하였다. 이에 대해 소음원 특성에 따른 전파 효율적인 관점으로 접근할 때 지지부 구조를 추가로 설치하여 전파 효율을 낮추는 방법으로 저소음 압축기를 설계할 수 있을 것이다[53].

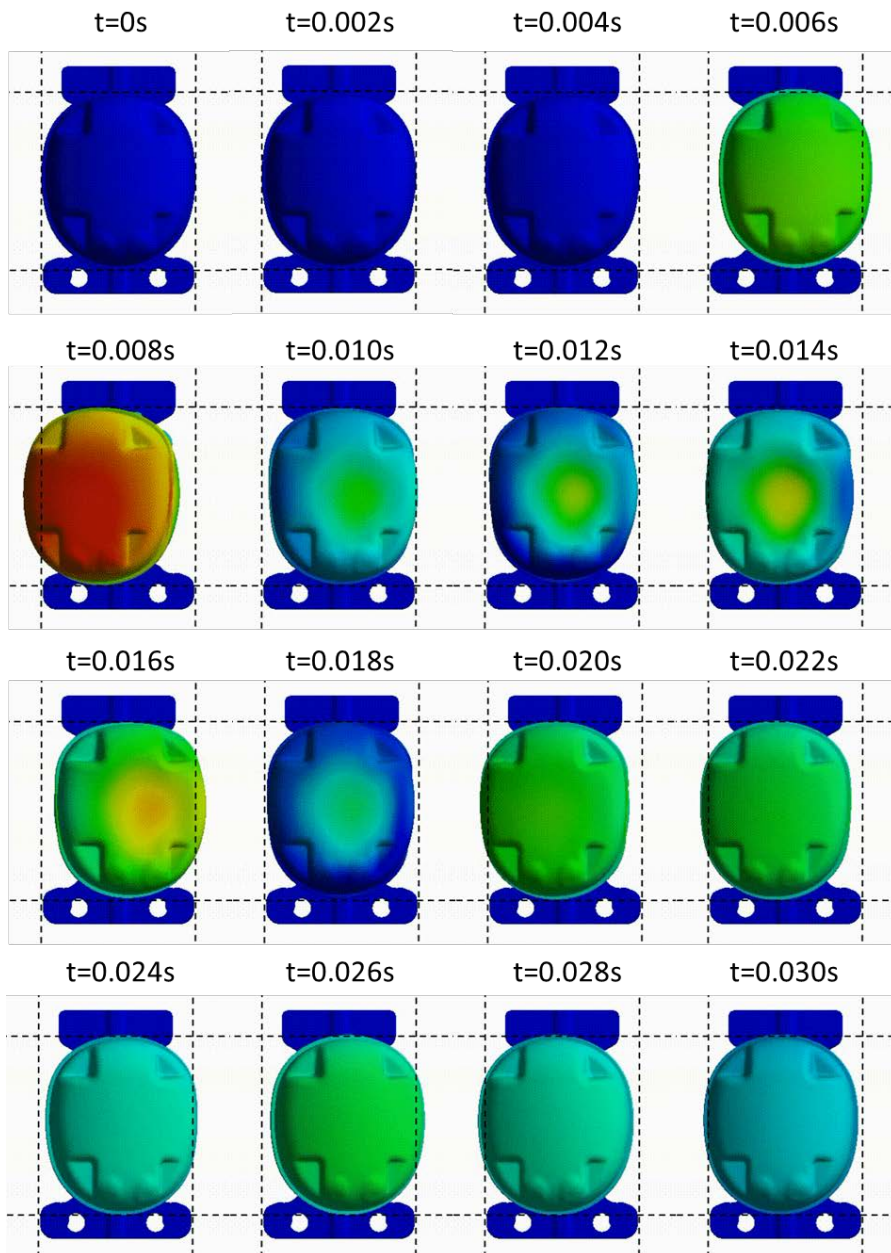


Figure 5.10 거동 과정에 따른 셀의 거동 (scale=1.6e8)

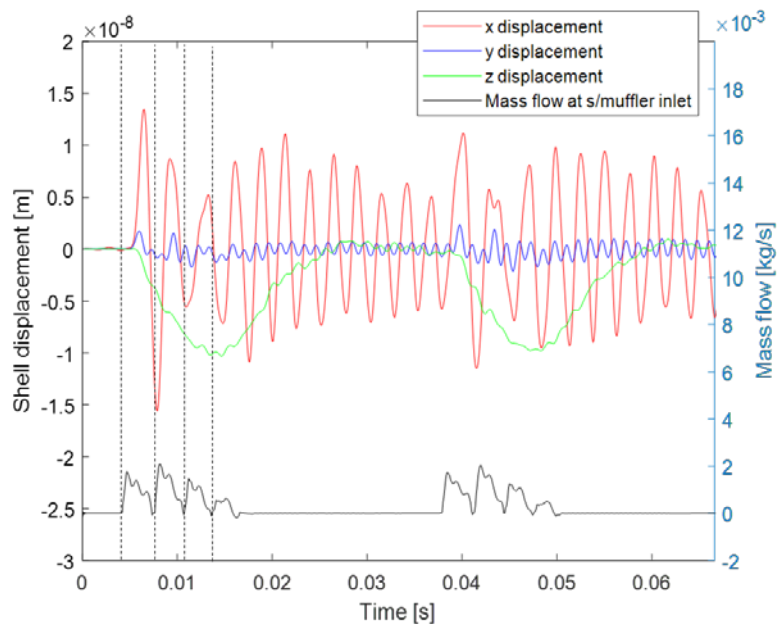


Figure 5.11 방향에 따른 셸 거동

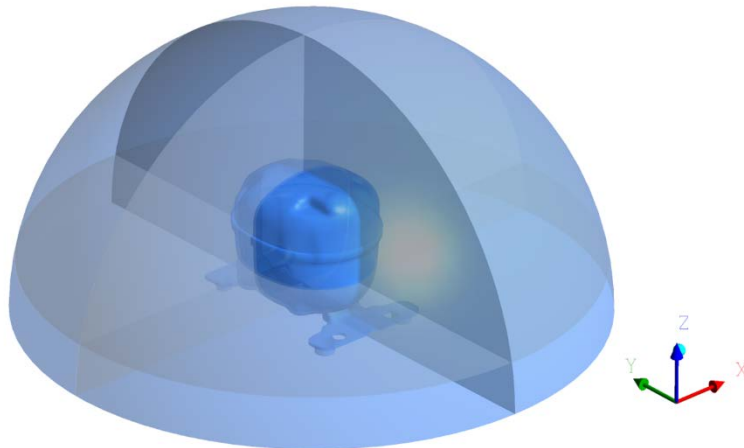


Figure 5.12 소음 방사 패턴 확인을 위한 xy, yz, zx단면도

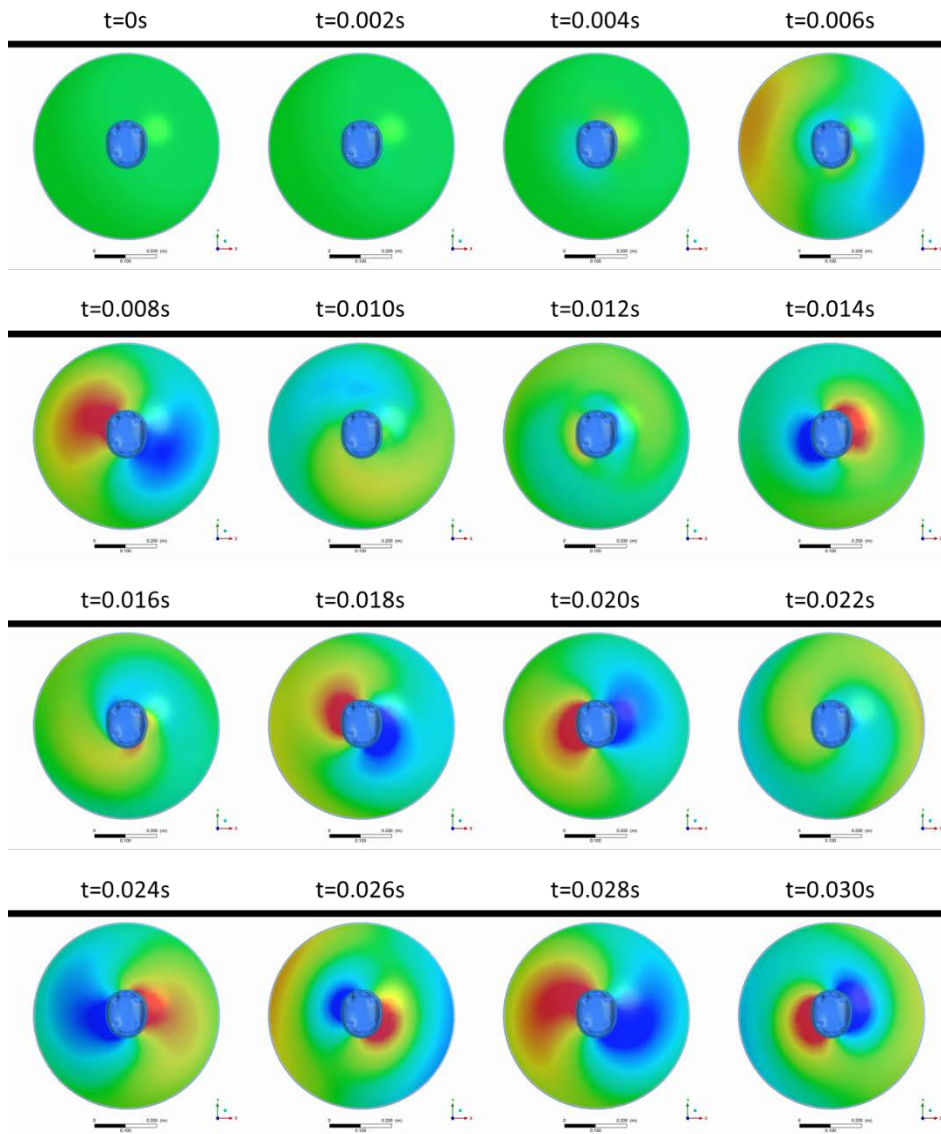


Figure 5.13 시간에 따른 왕복동 압축기 소음 전파 (xy 단면)

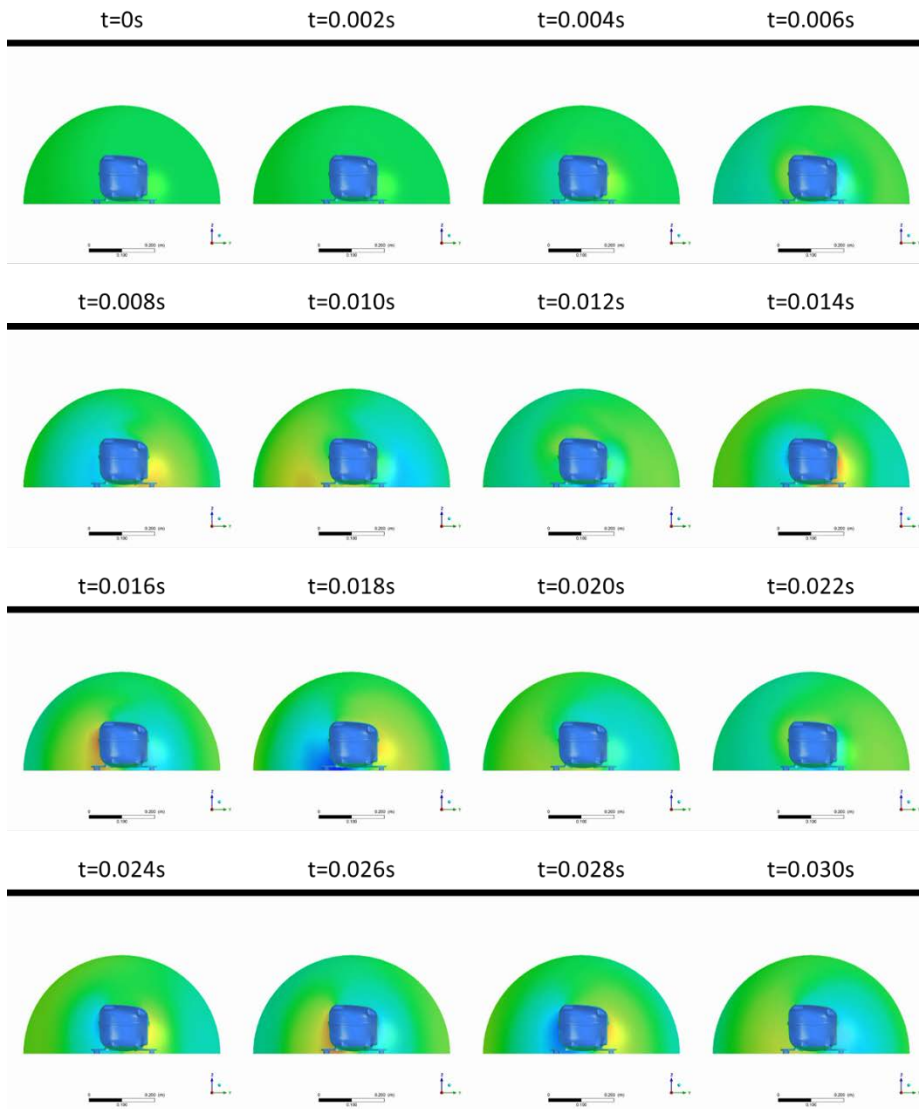


Figure 5.14 시간에 따른 왕복동 압축기 소음 전파 (yz 단면)

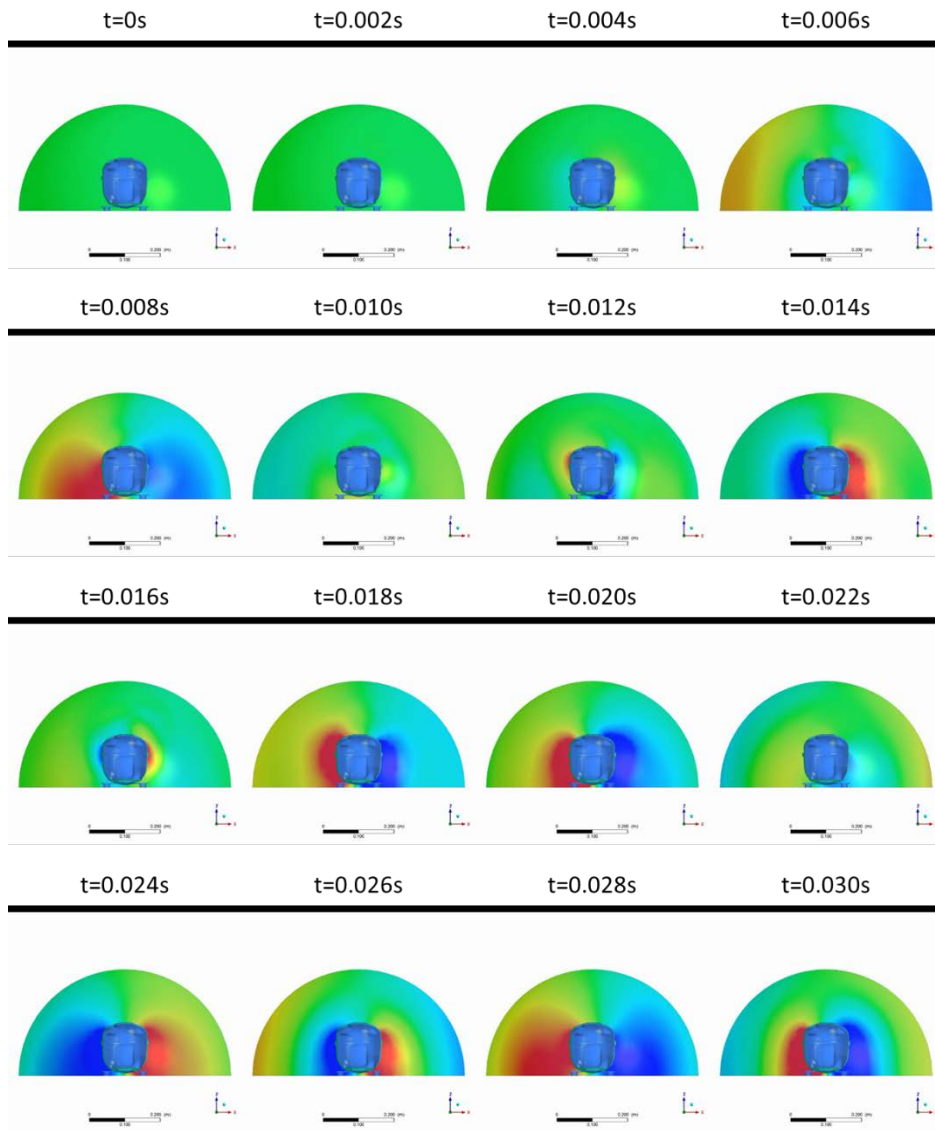


Figure 5.15 시간에 따른 왕복동 압축기 소음 전파 (zx 단면)

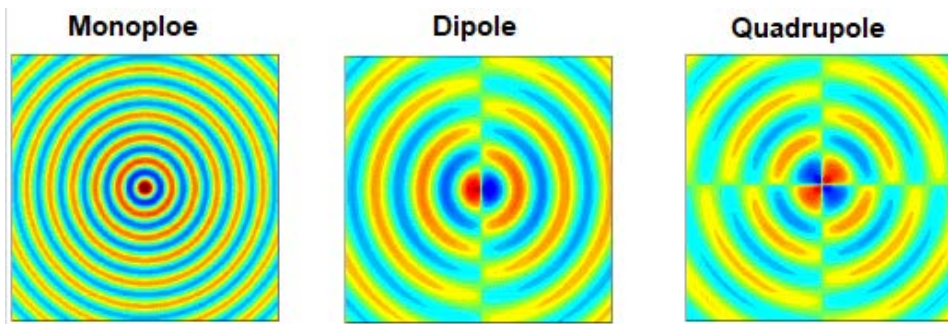


Figure 5.16 소음원에 따른 소음 전파 개형 (왼쪽부터 단극자, 쌍극자, 사중극자)

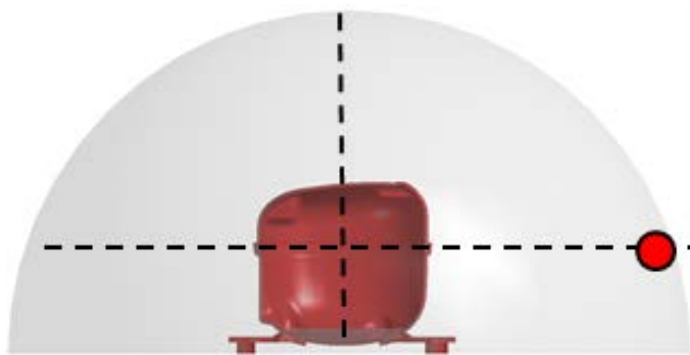


Figure 5.17 왕복동 압축기 방사 소음 수음점

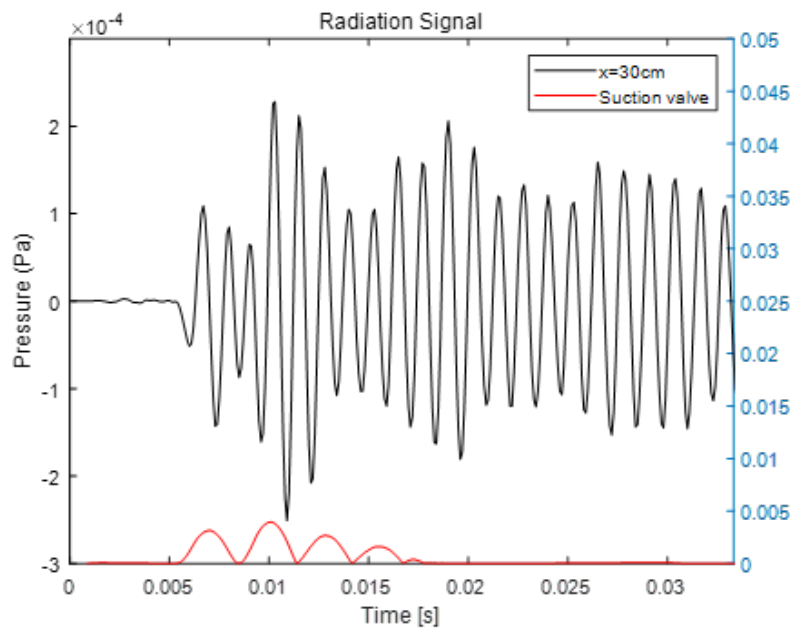


Figure 5.18 예측된 소음 신호

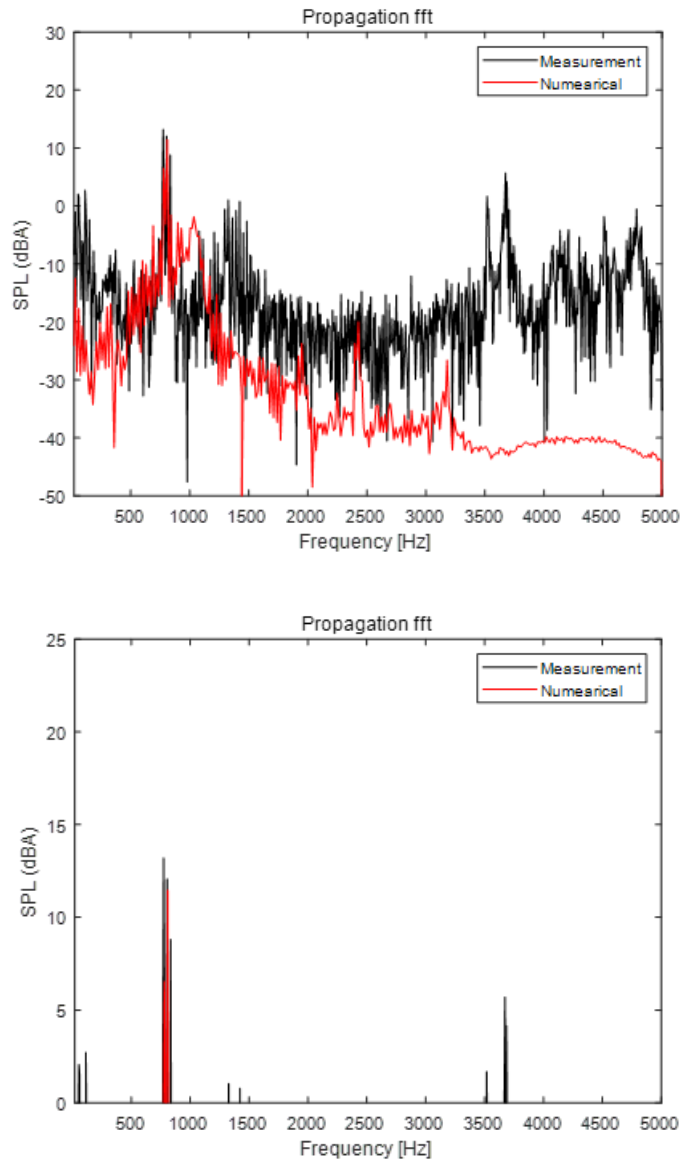


Figure 5.19 소음 신호의 FFT 분석 (위쪽:전체 영역, 아래쪽:가청 레벨 영역 (>0dB))

6. 결론

6.1 요약 및 결론

본 연구는 왕복동 압축기의 거동 과정을 모사하여 왕복동 압축기에서 발생하는 유동 기인 소음의 생성 원리를 파악하고, 외부로 방사되는 소음의 전파 특성을 파악하는 것을 목표로 하였다.

유동 기인 소음을 예측하기 위해 왕복동 압축기의 소음원 생성을 모사하는 내부 거동 해석과 소음원 전파를 모사하는 소음 방사 해석으로 두 번의 해석 과정으로 진행하였다. 소음원 생성 단계인 압축기 내부 거동 해석은 냉매와 밸브의 거동을 고려한 유체-구조 연성 해석을 통해 수행하였고, 소음 방사 해석은 압축기 셀의 구조와 외부 방사 영역을 고려할 수 있는 구조-음향 연성 해석을 수행하였다. 해당 모델에 대한 측정 결과와 비교를 통해 예측 시스템의 신뢰도를 확인하였다.

왕복동 압축기에서 발생하는 유동 기인 소음은 압축 실린더의 거동에 따른 흡입/토출 과정에서 흡입 밸브의 거동으로 인한 냉매의 압력 맥동으로 생성되며, 흡입 머플러와 내부 캐비티의 음향 특성에 따라 소음이 생성되는 것을 확인하였다. 외부 방사 예측 결과와 내부 거동 예측 결과의 분석을 통해 왕복동 압축기의 유동 기인 소음은 압축기 내부 캐비티의 음향 모드 특성을 보이며, 이때 흡입 머플러는 압축기 내부 캐비티로 전달되는 압력 맥동의 가진력을 감쇄하는 역할을 한다는 결론을 도출하였다.

또한 압축기 셀에 맺히는 압력장의 에너지 분포 분석을 위해 직교화

과정을 이용하는 POD 기법을 통해 왕복동 압축기 입구에 큰 압력 맥동 모드가 발생하는 것을 확인하였고, 이를 통해 저소음 압축기 개발에 있어 소음원 자체를 줄일 수 있는 설계 요소에 대한 근거를 제시하였다. 외부 방사 예측을 통해 왕복동 압축기에서 발생하는 소음은 쌍극자 형태의 방사 패턴을 보이는 것을 확인하였고, 압축기 지지부 구조의 형상에 의해 전파 방향이 정해지는 것을 밝혀내었다. 이를 통해 왕복동 압축기 거동 중 생성된 소음원에 대한 소음 전파 효율을 변경할 수 있는 근거를 제시하였다. 이와 같이 수많은 압축기 설계 요소 중 효율적으로 저소음 압축기를 개발할 수 있는 방안을 제시하였다.

6.2 연구의 의의

본 연구는 왕복동 압축기에서 발생하는 유동 기인 소음의 생성 및 전파를 다룬 논문으로, 최근 활발히 연구되고 있는 유체-구조-음향 연성 해석을 이용하여 압축기에서 발생하는 소음을 예측한 최초의 논문이다. 왕복동 압축기와 같은 압축기는 가전기기에 다양하게 사용되고 있고 가전기기의 소음은 가전기기의 중요한 구매 요소로 여겨지고 있기 때문에 가전기기의 소음에 큰 영향을 미치는 압축기에 대해 저소음 압축기에 대한 개발이 필요하다. 저소음 압축기를 개발하기 위해서는 먼저 정확한 소음원 분석 및 예측이 필수로 고려되어야 하지만 압축기에서의 소음은 거동 중에 발생하는 유체, 구조의 복잡한 상호관계에 의해 발생하기 때문에 지금까지는 이를 분석하는 방법으로 실험적인 방법이 주를 이루어 왔고,

해석의 복잡성으로 인해 압축기에 적용되는 개별 부품에 대한 접근이 많이 이루어 졌다. 그러나 실질적으로 압축기에서 발생하는 소음 예측을 위해서는 압축기 전체 구조를 고려하여야 하며, 유동, 구조, 음향을 모두 고려하는 소음 예측에 대한 연구는 현재까지도 중요한 연구 과제로 남아있다. 때문에 본 연구는 압축기에서 발생하는 주요 소음원인 유동 기인 소음을 수치적인 해석 시스템을 통해 정확하게 예측했다는 측면에서 그 의의를 갖는다.

6.3 연구의 한계 및 후속 연구 방향

본 연구의 기본적인 한계는 제한적인 연구 범위의 설정에서 기인한다. 복잡한 상호작용에 의해 발생하는 왕복동 압축기의 소음에서 유동 기인 소음만을 대상으로 하였다. 기동 조건 또한 고정 구동 속도에 대해서만을 대상으로 연구를 진행하였다. 왕복동 압축기는 다양한 분야에서 적용이 가능하기 때문에 소용량부터 대용량까지, 단기통에서 다기통까지 다양한 형태를 갖는 왕복동 압축기 중 본 연구에서는 가전기기에 적용되는 소형 왕복동 압축기에 대해서 소음 예측을 진행하였기 때문에 일반적인 왕복동 압축기 소음에 대한 예측으로 일반화하기는 어려운 부분이 있다. 때문에 다른 여러 종류의 형상과 환경에 대한 검증이 추가적으로 이루어질 필요가 있다.

왕복동 압축기 소음에 대한 후속 연구는 앞서 나열한 본 연구의 한계를 해결하는 방향으로부터 시작될 수 있다. 왕복동 압축기에서 발생하는

소음은 유동 기인 소음, 구조 기인 소음으로 분류되기 때문에 밸브의 충격에 의한 진동 및 모터 회전에 의한 진동 소음을 추가로 고려한다면 왕복동 압축기에서 발생하는 전반적인 소음의 예측이 가능할 것이다. 또한 현재 가전기기에 적용되는 압축기는 상황에 맞게 구동 속도가 변화하는 인버터 특성의 압축기가 많이 적용되고 있는데, 이러한 점에서 시간에 따른 구동 속도의 변화를 반영한다면 과도 운전에 대한 이상 소음 및 이상 거동에 대한 소음 예측도 가능할 것이다.

참고문헌

1. Team, M. I. C. R. (2016) Brand Competition and Consumer Preference of the Chinese Home Appliance Markets (2): Market Intelligence & Consulting Institute, a division of Institute for Information Industry.
2. Bolt, B., Newman, i., Agency, U. S. E. P., Abatement, U. S. O. o. N. and Control. (1971). *Noise from Construction Equipment and Operations, Building Equipment, and Home Appliances*: U.S. Environmental Protection Agency.
3. 환경부 중앙환경분쟁조정위원회, (2013) 에어컨 실외기 소음, 방치하면 배상해야. [보도자료]
4. 환경부, (2011) 제2011-93호: 소음, 진동관리법 일부개정법률안 입법예고.
5. Jackson, G. M. and Leventhall, H. G. (1975) Household appliance noise, *Applied Acoustics*, 8(2), 101-118.
6. Chang, S. H., Wu, H. and Hung, C. F. (2013) A sound quality study of household electrical appliances by jury test in indoor space, *The Open Acoustics Journal*, 6, 11-19.
7. Susini, P., McAdams, S., Winsberg, S., Perry, I., Vieillard, S. and Rodet, X. (2004) Characterizing the sound quality of air-conditioning noise, *Applied Acoustics*, 65(8), 763-790.
8. Jeon, J. Y., You, J. and Chang, H. Y. (2007) Sound radiation and sound quality characteristics of refrigerator noise in real living environments, *Applied Acoustics*, 68(10), 1118-1134.
9. 교통환경연구소, (2006) 가전제품의 음향파워레벨 실태조사 -냉장

고, 진공청소기, 세탁기, 에어컨디셔너, 레인지후드, 선풍기를 중심으로-

10. Arbon, I. M. (1994) *The design and application of rotary twin-shaft compressors in the oil and gas process industry*. London: Mechanical Engineering Publications.
11. 이재근, 구본철, 박원규, 박정훈, (2011) 압축기공학 이론과 실험, 으뜸사.
12. Tao, W., Guo, Y., He, Z. and Peng, X. (2018) Investigation on the delayed closure of the suction valve in the refrigerator compressor by FSI modeling. *International journal of refrigeration*, 91, 111–121.
13. Dhar, S., Ding, H. and Lacerda, J. (2016) A 3-D transient CFD model of a reciprocating piston compressor with dynamic port flip valves, *2016 International Compressor Engineering Conference*, 1392.
14. Zhao, B., Jia, X., Sun, S., Wen, J. and Peng, X. (2018) FSI model of valve motion and pressure pulsation for investigating thermodynamic process and internal flow inside a reciprocating compressor. *Applied Thermal Engineering*, 131, 998–1007.
15. Koppula, J., Kumar, D., Edison, G. and Raj, R. (2018) Two-way Fluid Structure Interaction (FSI) Analysis on the Suction Valve Dynamics of a Hermetic Reciprocating Compressor. *International Journal of Pure and Applied Mathematics*, 118, 4241–4252.
16. Yu, X., Tan, Q., Ren, Y., Jia, X. and Jin, L. (2017) Numerical Study of the Reed Valve Impact in the Rotary Compressor by FSI Model. *Energy Procedia*, 105, 4890–4897.
17. Xie, F., Nieter, J., Lifson, A., Reba, R. and Sishtla, V. (2018) Fully coupled fluid-structure interaction model of reed valves in a

multi-cylinder reciprocating piston compressor, *10th International Conference on Compressors and their Systems*, 232.

18. Hwang, I. S., Park, S. J., Oh, W. and Lee, Y. L. (2017) Linear compressor discharge valve behavior using a rigid body valve model and a FSI valve model. *International journal of refrigeration*, 82, 509–519.
19. Kim, H. S., Ahn, J. W., Kim, D. H. (2008) Fluid Structure Interaction and impact analyses of reciprocating compressor discharge valve, *2008 International Compressor Engineering Conference*, 1112.
20. Tan, Q., Pan, S. l., Feng, Q. k., Yu, X. and Wang, Z. (2014) Fluid–structure interaction model of dynamic behavior of the discharge valve in a rotary compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 229(4), 280–289.
21. Chae, H. and Kim, C. (2010) A Numerical Study with FSI Mode on the Characteristics of Pressure Fluctuation and Discharge Valve Motion in Rotary Compressors with Single and Dual Muffler. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 11, 589–596.
22. Johnson, C. N. and Hamilton, J. F. (1972) Cavity resonance in fractional HP refrigerant compressors, *1972 International Compressor Engineering Conference*, 83–89.
23. Albrizio, F., Henoni, C. and Bianchi V. (1990) Noise reduction of hermetic compressor by identification of the gas cavity resonance, *1990 International Compressor Engineering Conference*, 612–624.
24. Akella, S., Venkateswarlu, K. and Sundaresan, S. A. (1992) Noise reduction of hermetic compressor by identification of the gas cavity

- resonance, *1992 International Compressor Engineering Conference*, 1477–1486.
25. Yoshimura, T., Akash, H., Inagaki, K., Kita, I., Yabiki, J. and Fujiwara N. (1994) Noise reduction of hermetic reciprocating compressor, *1994 International Compressor Engineering Conference*, 253–258.
 26. Ingalls, D. J. (1972) Understanding noise radiation from a hermetic compressor, *1972 International Compressor Engineering Conference*, 69–73.
 27. Tojo, K., Saegusa, S., Sudo, M. and Tagawa S. (1980) Noise reduction of refrigerator compressors, *1980 International Compressor Engineering Conference*, 235–242.
 28. Waser, M. P. and Herrick, R. W. (1984) Noise reduction of hermetic refrigeration compressors by changes of hermetic shell characteristics, *1984 International Compressor Engineering Conference*, 267–272.
 29. Laursen, M. B. (1990) Mismatching Noise source and resonance spectra of reciprocating compressor shells, *1990 International Compressor Engineering Conference*, 808–817.
 30. Lampugnani, G. (1994) Compressor noise reduction on a refrigerator, *1994 International Compressor Engineering Conference*, 753–760.
 31. Wilson, R. J. (1974) Compressor noise control in applications, *1974 International Compressor Engineering Conference*, 208–213.
 32. Elson, J. P. (1978) Vibration related testing for hermetic compressor development, *1978 International Compressor Engineering Conference*, 50–54.
 33. Brown, M. E. (1992) Noise identification and reduction in small

- hermetic reciprocation compressors, *1992 International Compressor Engineering Conference*, 331–339.
34. Svendsen, C., Nissen, J. E., Nielsen, S. E. and Bjerre, P. (2008) Suction pulsation and flow-induced noise in reciprocating compressors, *2008 International Compressor Engineering Conference*.
 35. Svendsen, C. and Moller, H. (2005) Acoustic optimization of suction mufflers in reciprocating hermetic compressors, *12th International Congress on Sound and Vibration*, 1–8.
 36. Park, Y.-B., Ju, H.-D. and Lee, S.-B. (2009) Transmission loss estimation of three-dimensional silencers by system graph approach using multi-domain BEM. *Journal of Sound and Vibration*, *328*(4), 575–585.
 37. Chu, C. I., Hua, H. T. and Liao, I. C. (2001) Effects of three-dimensional modes on acoustic performance of reversal flow mufflers with rectangular cross-section. *Computers & Structures*, *79*(8), 883–890.
 38. Birari, Y. V. and Nadgouda, M. M. (2007) Noise Reduction of A Reciprocating Compressor by Adding A Resonator in Suction Path of Refrigerant, *14th International Congress on Sound and Vibration*, 3419–3426.
 39. Lee, J. M., Kim, K., Sohn, D. G., Lee, J. H. and Hwang, Y. (2001) A Research on Characteristics of Semi-active Muffler Using Difference of Transmission Paths, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, *11*(3), 401–409.
 40. Sarioglu, K., Ozdemir, A. R., Oguz, E. and Kaya, A. (2012) An Experimental and Numerical Analysis of Refrigerant Flow Inside the Suction Muffler of Hermetic Reciprocating Compressor, *2012*

International Compressor Engineering Conference, 2063.

41. Nakano, A. and Kinjo, K. (2008) CFD Applications for Development of Reciprocating Compressor, *2008 International Compressor Engineering Conference*, 1842.
42. Coskun, U. C., Gunes, H. and Sarioglu, K. (2013) Numerical Investigation of Suction Muffler in Household Refrigerator Compressor, *2013 International Conference on Mechanics, Fluids, Heat, Elasticity and Electromagnetic Fields*, 85–89.
43. Rao, V. K., Murthy, M. S., Raja, S. A. and Kumar, D. (2004) Analysis of Refrigerator Compressor Using CFD, *2004 International Compressor Engineering Conference*, 1695.
44. Morriesen, A., Deschamps, C. J., Pereira, E. L. L., Dutra, T. and Ribas Jr., F. A. (2009) Numerical Prediction of Superheating in the Suction Muffler of a Hermetic Reciprocating Compressor, *20th International Congress of Mechanical Engineering*, 1–7.
45. Kim, S., Cheong, C., Park, J., Kim, H. and Lee, H. (2016). Investigation of flow and acoustic performances of suction mufflers in hermetic reciprocating compressor. *International journal of refrigeration*, 69, 74–84.
46. Munjal, M. L. (2014) Acoustics of ducts and mufflers, Wiley.
47. Menter, F. R. (1994) Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, 32, 1299–1310.
48. Barth, T. and Jespersen, D. (1989) The design and application of upwind schemes on unstructured meshes. In *27th Aerospace Sciences Meeting*: American Institute of Aeronautics and Astronautics.
49. Kosambi, D. D. (1943) Statistics in function space, *Journal of the*

Indian Mathematical Society, 7. 76–88.

50. John L. Lumley (1970) Stochastic tools in turbulence, Academic press.
51. Holmes, P., Lumley, J. L. and Berkooz, G. (1996) Turbulence, coherent structures, dynamical systems and symmetry, Cambridge university press.
52. Sirovich, L. (1989) Turbulence and the dynamics of coherent structures. Part 1–3, Quarterly of Applied Mathematics, 45(3), 561–571.
53. Dowling, A. P., Ffowcs Williams, J. E. (1983) Sound and sources of sound, Horwood.

Flow-induced Noise Generation and Propagation of Reciprocating Compressor using Fluid-Structure- Acoustic Interaction

Seokjong Jang

Mechanical and Aerospace Engineering

Seoul National University

Abstract

With the improvement of social standard of living and quality of life, various kinds of home appliances are getting complicated and the kinds are increasing. In addition, consumers are considering “low noise” as one of the quality factors as well as the performance of each home appliance. Among them, a compressor that is essential to a home appliance using a refrigeration cycle is recognized as a main noise source of the home appliance. So, Development of low noise compressor is an important task for the development of low noise home appliances.

Reciprocating compressors are still applied to many home appliances. Noise generated in a reciprocating compressor has complex noise characteristics due to the interaction between the refrigerant and the compressor structure. As a result, noise source analysis and reduction studies are currently being conducted depending on experiments, and there are limitations in that noise source analysis is limited and inconvenient due to complex noise characteristics. Recently, due to the development of analysis ability, multi-disciplinary interaction analysis has been actively conducted. However, research on individual components such as performance of suction muffler or valve behavior simulation has been conducted.

In this study, numerical predictions were made for the pressure pulsation noise for the flow, which is the main noise generated in the reciprocating compressor. Internal behavior was simulated by constructing a Fluid-Structure Interaction system that considers the internal structure of the reciprocating compressor and the entire flow inside the compressor. External propagation prediction considering the reciprocating compressor shell structure was used to predict the propagation of flow noise from the compressor using the Structure-Acoustic Interaction analysis. Noise caused by pressure pulsation is propagated by the behavior of the compressor shell by suction pulsation. Validated with the experimental results, the prediction results were high

accuracy. As a result, it was confirmed that we can numerically approach the noise studies of reciprocating compressors, which are dependent on the experiment. It is also expected to be applicable to the entire fluid machinery, including reciprocating compressors.

Key words: Reciprocating compressor, Flow-induced noise, Fluid-Structure Interaction, Structure-Acoustic Interaction

Student ID: 2014-30360

